سال سی و سه، شمارهٔ دو، ۱۴۰۰(۵۵-۸۲)
DOI: 10.22067/jacsm.2022.74630.1086

تأثیر فاصلهٔ هوایی بین دو پوشش شیشه‌ای بر عملکرد هواگرم‌کن‌های صفحه‌ای خورشیدی*

مقاله پژوهشی

امید دیمی [۱] سید عبدالرضا گنجعلیخان‌نسب [۲]

چکیده *باتوجه به اهمیت روزافزونِ استفاده از انرژی‌های پاک و تجدیدپذیر، یکی از ساده‌ترین مکانیزم‌های تبدیل انرژی تابشی خورشید به انرژی حرارتی، در مقیاس غیرنیروگاهی، استفاده از هواگرم‌کن‌های خورشیدی است که همواره به‌عنوان ایده‌ای جذاب برای پژوهشگران مطرح بوده‌است. از این‌رو، پژوهش حاضر، به مطالعهٔ تأثیر فاصلهٔ هوایی بر عملکرد هواگرم‌کن‌های صفحه‌ای خورشیدی با دو پوشش شیشه‌ای، از طریق شبیه‌سازی‌های عددی، می‌پردازد؛ مطالعه‌ای که مشابه آن در مراجع تحقیقاتی مختلف تاکنون گزارش نشده‌است. بدین منظور، معادلات حاکم بر جریان جابه‌جایی اجباریِ هوای عبوری از داخل کانال هواگرم‌کن و هم‌چنین جریان جابه‌جایی طبیعی در فاصلهٔ هوایی بین دو پوشش شیشه‌ای به‌دلیل وجود نیروی شناوری، با به‌کارگیری روش المان محدود و استفاده از نرم‌افزار کامسول، حلّ عددی شده‌اند. به‌علاوه، به‌منظور تعیین میدان دما در اجزای جامدِ هواگرم‌کن، شامل شیشه، صفحهٔ جاذب و لایهٔ عایق، حل معادلات هدایت حرارتی هم‌زمان با معادلات جریان صورت گرفته است. صحت شبیه‌سازی‌های عددیِ انجام‌شده در این پژوهش، از طریق مقایسه با یافته‌های عددی و تجربیِ پژوهش‌های پیشین مورد ارزیابی قرار گرفته، که سازگاری قابل قبولی در این خصوص به‌دست آمده‌است. نتایج حاصل بیانگر تأثیر مثبت حضور لایهٔ هوای بین دو شیشه بر عملکرد هواگرم‌کن‌های صفحه‌ای خورشیدی است، به‌طوری‌که با تغییر دبی جریان هوا از ۲ تا ۱۴ گرم بر ثانیه عملکرد این نوع از هواگرم‌کن‌ها در شار تابشی ۱۰۰۰ وات بر مترمربع در مقایسه با مدل ساده و بدون فاصلهٔ هوایی افزایش راندمانی در حدود ۴ تا ۶ درصد را نشان داده‌است. هم‌چنین در شرایط دبی جریان ورودی ۹/۶ گرم بر ثانیه و شار تابشی متغیر بین ۴۰۰ تا ۱۲۰۰ وات بر مترمربع، استفاده از دو پوشش شیشه‌ای، در مقایسه با مدل ساده، موجب افزایش دمای هوای خروجی در حدود ۲ تا ۶ درجهٔ سانتی‌گراد شده‌است.*

واژه‌های کلیدی تابش خورشیدی، هواگرم‌کن صفحه‌ای، جابه‌جایی طبیعی، جابه‌جایی اجباری، عملکرد حرارتی.

مقدمه

در عصر حاضر، وجود نگرانی‌های زیست‌محیطی ناشی از به‌کارگیری سوخت‌های فسیلی، هم‌چون تولید گازهای گلخانه‌ای و گرمایش زمین، بیش از پیش احساس می‌شود. از طرف دیگر، استفاده از انرژی‌های نو و تجدیدپذیر، به‌ویژه انرژی خورشیدی، در تأمین نیازهای مختلفِ نیروگاهی و غیر نیروگاهی، نقش به‌سزایی را ایفا می‌کند. یکی از مقاصد غیر نیروگاهی در به‌کارگیری انرژی حرارتی خورشید، هواگرم‌کن‌های خورشیدی یا همان کلکتورهای هوای گرم می‌باشند، که به‌دلیل سادگی در طراحی و ارزان‌بودن، کاربردهای گسترده‌ای دارند؛ به‌طوری‌که علاوه بر گرمایش فضاهای مختلف (ساختمان‌های مسکونی، مراکز نگهداری حیوانات، و...) [1-3] و خشک‌کردن محصولات کشاورزی و صنعتی [4-7]، می‌توان هوای خروجی از هواگرم‌کن‌های خورشیدی را برای بخش بازیاب سیستم‌های سرمایشی یا رطوبت‌زدایی خورشیدی [8-10] نیز مورد استفاده قرار داد.

به‌طور کلی، اجزای اصلی یک هواگرم‌کن خورشیدی شامل پوشش شفاف (مثل شیشه)، صفحهٔ

* تاریخ دریافت مقاله ۱۴۰۰/۱۰/۱۹ و تاریخ پذیرش آن ۱۴۰۰/۱۲/۷می‌باشد.
(۱) دانشجوی دکتری، بخش مهندسی مکانیک، دانشکدهٔ فنی و مهندسی، دانشگاه شهید باهنر کرمان.
(۲) نویسندهٔ مسئول، استاد، بخش مهندسی مکانیک، دانشکدهٔ فنی و مهندسی، دانشگاه شهید باهنر کرمان.
Email: Ganj110@uk.ac.ir

جاذب (مثل ورق نازک آلومینیومی)، عایق حرارتی (مثل پشم شیشه)، کانال عبور هوا، و فن یا دمندهٔ جریان هوا می‌باشد. این سیستم‌ها که تابش حرارتی خورشید را مستقیماً به انتالپی جریان هوا تبدیل می‌کنند، عمدتاً قادر به تأمین دماهای پایین تا متوسط (کم‌تر از ٦٠ °C) هستند [11-13]. هر چند این محدودهٔ دماهای تحویلی، در بسیاری از کاربردهای صنعتی و خانگی می‌تواند پذیرفتنی باشد.

راندمان هواگرم‌کن‌های خورشیدی نسبت به کلکتورهای خورشیدی‌ای که سیال عامل آن‌ها «مایع» است، کمتر می‌باشد. زیرا ضرایب انتقال حرارت هدایتی و جابه‌جایی و نیز مقدار ظرفیت حرارتی برای سیال «هوا» اندک است [14]. از این‌رو، با هدف افزایش ضریب انتقال حرارت (بین صفحهٔ جاذب و هوای در حال جریان) و هم‌چنین کاهش اتلاف حرارت از این سیستم‌ها، پژوهش‌های متنوعی در طی سالیان متمادی صورت گرفته‌است. در همین راستا، به‌منظور افزایش نرخ انتقال حرارت به جریان اصلی و بهبود عملکرد حرارتی هواگرم‌کن‌های خورشیدی، راهکارهای مختلفی از سوی پژوهشگران ارائه شده‌است که مهم‌ترینِ آن‌ها عبارتند از: موج‌دار کردن صفحهٔ جاذب [15-17]، قرار دادن موانع و پره‌ها با شکل‌های هندسی گوناگون در مسیر جریان هوا [18-21]، ایجاد یک‌سری شیارها بر روی صفحهٔ جاذب [17,22,23]، استفاده از گازهای تابشی به‌جای هوا (مانند مخلوط هوای خشک و بخار آب) [24,25]، به‌کارگیری لوله‌های حاوی مواد تغییرفازدهنده [26,27]، طراحی کانال‌های دو–مسیره برای عبور جریان هوا [28,29]، و استفاده از نواحی متخلخل در مسیر جریان [30-32]. در ادامه، به برخی از مهم‌ترین تحقیقات انجام‌شده در سطح ملی و بین‌المللی پیرامون عملکرد هواگرم‌کن‌های خورشیدی تحت شرایط مختلف، اشاره می‌شود.

کالینز و ابوالخیر [33] در سال ٢٠١٤ به ارزیابی عددی عملکرد هواگرم‌کن خورشیدیِ فاقد شیشه پرداختند که یکی از مؤثرترین روش‌ها برای کاهش بارهای گرمایشی و سرمایشی ساختمان‌ها محسوب می‌شود. این سیستم، که درواقع نوعی مبدل حرارتی است، شامل یک صفحهٔ جاذب سوراخ‌دار است که در معرض تابش خورشید نصب می‌شود و هوا از طریق سوراخ‌های موجود در آن جریان می‌یابد و به هوای تازهٔ سیستم تهویهٔ مطبوع وارد می‌شود. این هوای پیش‌گرم‌شده می‌تواند در کاهش انرژی موردنیازِ بخش گرمایش سهم به‌سزایی داشته باشد. پس از طراحی یک جاذبِ شیاردارِ ذوزنقه‌ای‌شکل به‌صورت سه‌بُعدی، از نرم‌افزارِ Fluent و طرح upwind مرتبه‌دو برای شبیه‌سازی استفاده شده‌است. برای بررسی راندمان حرارتی و اتلاف حرارت، مجموعه‌ای از سرعت‌های مکش (٠/٠١–٠/٠٤ متر بر ثانیه) و سرعت‌های باد (٠/٥–٢ متر بر ثانیه) انتخاب شدند. نتایج نشان داد که سرعت باد هیچ تأثیری بر روی نرخ انتقال حرارت و کارایی مبدل نداشته‌است. هم‌چنین مشخص شد که با افزایش سرعت مکش، تغییرات دمای پشت جاذب روندی نزولی داشته، که افزایش نرخ انتقال حرارت در پشت جاذب و کاهش کارایی مبدل را نیز سبب شده‌است.

در مطالعهٔ انجام‌شده توسط ژوکوفسکی [14] در سال ٢٠١٥ رفتار حرارتی یک هواگرم‌کن خورشیدی به‌شکل منشور مثلثی، شامل دو مجرای هوای موازی (کانال‌های رفت‌وبرگشت)، در شرایط آزمایشگاهی بررسی گردید. در این سیستم، از شبیه‌ساز تابش خورشیدی و نیز از جریان هوای اجباریِ یک میکروجت (به‌عنوان یک روش مؤثر برای افزایشِ شدت انتقال حرارت) که به سطح صافِ یک صفحهٔ جاذب برخورد می‌کرد، بهره گرفته شده‌است. با آنالیز نتایج حاصل از اندازه‌گیری‌های مختلف، مشخص شد که افزایش قابل توجهی در راندمان تبدیل انرژی خورشیدی، بین ٦٦ تا ٩٠ درصد، وجود دارد. هم‌چنین این پژوهشگر اظهار داشت که در شرایط عملیاتی، به‌منظور داشتنِ راندمان بالا در این مبدل حرارتی، دبی جریان هوا باید به‌گونه‌ای باشد که مقدار سرعت جت هوا از ٣ متر بر ثانیه فراتر رود.

محبوب و همکاران [34] در سال ٢٠١٦ طرح جدیدی از هواگرم‌کن خورشیدی را ارائه دادند. این

نمونه به‌صورت یک کانال جریان انحنادار و نسبتاً صاف همراه با یک صفحهٔ جاذب با شعاع انحنای ۳ متر بود. در این طرح، کانال جریان هوا بین صفحهٔ جاذب و صفحهٔ تحتانی در نظر گرفته‌شده که دارای سطح مقطع ۸۰ سانتی‌متر در ٤ سانتی‌متر و طول ۱/٦ متر است و ضخامت دیواره‌های جانبی آن ٤٤ میلی‌متر است. هم‌چنین فاصلهٔ هوایی بین پوشش شیشه‌ای و صفحهٔ جاذب دارای ارتفاع ۲۰ میلی‌متر می‌باشد و ضخامت دیواره‌های جانبی آن ۲۲ میلی‌متر است. ضخامت لایهٔ عایق تعبیه‌شده در پشت کلکتور نیز برابر ٤۰ میلی‌متر انتخاب شده‌است. نمونهٔ اولیهٔ این کلکتور خمیده، در فصل تابستان و بازهٔ زمانی ۲٤ ژوئن تا ۹ ژوئیهٔ سال ۲۰۱۳، در بیسکرا (شمال شرقی الجزایر) مورد آزمایش قرار گرفت. جهت‌گیری این هواگرم‌کن به‌سمت جنوب و تحت زاویهٔ °۱۸ نسبت‌به سطح افق در نظر گرفته شد و عملکرد آن، تحت شرایطِ آسمانِ صاف و سرعت بادِ کم تا متوسط، از نظر راندمان حرارتی و راندمان مؤثر، برای سه نرخ جریان جرمی ۰/۰۱۷۲، ۰/۰۲۹ و ۰/۰٤۷۲ کیلوگرم بر ثانیه بر مترمربع بررسی گردید. حداًکثر افزایش دمای هوا به‌ترتیب ۳۱/٤، ۲٤/۸ و ۱۹/۱ درجهٔ سانتی‌گراد با راندمان حرارتی کلی ٤۹/۲۲٪، ٦٦/۳٥٪ و ۸۲/۹۱٪ گزارش شد. پژوهشگران طرح مذکور نهایتاً ابراز داشتند که راندمان کلی این هواگرم‌کن خورشیدی در مقایسه با محدودهٔ راندمان هواگرم‌کن‌های صفحه‌تختِ رایجِ بررسی‌شده توسط سایرین (در شرایط عملیاتی یکسان) به‌طور قابل ملاحظه‌ای بالاتر بوده‌است.

در سال ۲۰۱۷ حسینی و همکاران [19] طی یک شبیه‌سازی سه‌بُعدی، هواگرم‌کن‌های خورشیدی دارای جابه‌جایی طبیعی را با در نظر گرفتنِ ۳ نوع پرهٔ طولی مختلف (بیضوی، مثلثی و مستطیلی) مورد بررسی قرار دادند. طول هواگرم‌کن ۱ متر، ضخامت شیشه ٤ میلی‌متر و ضخامت جاذب ۱ میلی‌متر برای تمامی هندسه‌ها در نظر گرفته شد. اثر زاویهٔ شیب کلکتور بر روی پارامترهای مختلفی از قبیل تابش خورشیدی دریافتی، نرخ جریان جرمی هوا، دمای هوای خروجی و راندمان حرارتی مورد آنالیز قرار گرفت و محدودهٔ زوایای شیب بهینه برای سه حالت مختلف تعیین گردید. نتایج نشان داد که هواگرم‌کن با پره‌های مستطیلی بهترین عملکرد حرارتی و در عین حال کمترین نرخ جریان جرمی را داشته‌است. هم‌چنین مشخص شد که عملکرد حرارتی هواگرم‌کن در حالتِ استفاده از پره‌های مستطیلی، نسبت به دو شکل دیگر با ابعاد یکسان، اندکی بالاتر بوده‌است. هم‌چنین، به منظور داشتنِ بیشترین نرخ جریان جرمی هوا، شیب بهینهٔ هواگرم‌کن در محدودهٔ °٤٥ تا °٦۰ برای پره‌های مثلثی و بیضوی و در محدودهٔ °٥۰ تا °۷٥ برای پره‌های مستطیلی گزارش شد.

بَکری و همکاران [35] در سال ۲۰۱۸ مطالعهٔ جریان آشفته در نمونهٔ جدیدی از هواگرم‌کن خورشیدی را مدنظر قرار دادند و حالت‌های جابه‌جایی اجباری و طبیعی را بررسی کردند. این مدل آزمایشی، از دو قسمت مجزا تشکیل شده؛ قسمت اول شامل یک شیشه و دو گذرگاه است که توسط یک صفحهٔ جاذب جدا می‌شود و توسط یک فن که در قسمت ورودیِ سمت عایق قرار دارد، تغذیه می‌شود. جریان هوای گرمِ خروجی از سمت شیشه، از طریق یک لوله به قسمت دوم مدل (که به‌صورت یک جعبه است) هدایت می‌شود. دو سوراخ دایره‌ای بر روی این جعبه تعبیه شده‌است. سوراخ ورودی (در پایین جعبه) امکان تأمین هوای گرم (دریافتی از قسمت اول) و سوراخ بالایی اجازهٔ خروج آن به محیط موردنظر را فراهم می‌سازد. سیستم مذکور، با استفاده از نرم‌افزار **ANSYS Fluent** مدل‌سازی شده‌است و معادلات ناویر- استوکس همراه با مدل اغتشاشی k-ω استاندارد، حل شده‌اند. مقایسهٔ بین حالت‌های جابه‌جایی اجباری و طبیعی نشان داد که گرچه مقدار سرعت و متغیرهای آشفتگی، در حالت جابه‌جایی اجباری، بیشتر است؛ اما مقادیر دما در حالت جابه‌جایی طبیعی بالاتر است. پژوهشگران، در نهایت، به‌دلیل مقادیر بسیار پایینِ راندمان حرارتی در حالت جابه‌جایی طبیعی، استفاده از حالت جابه‌جایی اجباری را توصیه کردند.

دِیاب و همکاران [36] در سال ۲۰۱۹ یک مطالعهٔ

تجربی بر روی چهار هواگرم‌کن خورشـــیدی به‌منظور یافتن ارتفاع بهینهٔ کانال عبور هوا انجام دادند. طول و عرض این هواگرم‌کن‌ها به‌ترتیب ۲ و ۰/۵ متر و چهار ارتفاع کانال به‌میزان ۳، ۵، ۷ و ۹ ســـانتی‌متر، و زاویهٔ نصـب هر کدام °۴۰ نسـبت‌به سـطح افق در نظر گرفته شــده بود. صــفحهٔ جاذب از جنس آلومینیوم با روکش مشکی مات (ضریب صدور ۰/۹۷) ساخته شده بود. ضخامت پوشش شیشه‌ای این کلکتورها نیز ٤ میلی‌متر بوده‌اســـت. در بـالای هر کلکتور، یـک هواکش (chimney) از جنس پلاســتیک ســیاه با قطر داخلی و خارجی ۵/۳ و ٦ سانتی‌متر و ارتفاع ۲۵ سانتی‌متر تعبیه شده بود. باتوجه به نتایجِ اندازه‌گیری‌های صورت‌گرفته به کمک هشـــت ترموکوپل در موقعیت‌های مختلف، بیشـــترین میزان اختلاف دمای هوا در کل مدت زمان آزمایش (از ساعت ۹:۰۰ تا ۱۵:۰۰) برابر با ۵۷/۵ درجه سانتی‌گراد به‌ازای ارتفاع ۳ سانتی‌متریِ کانال مشاهده شـــد. در حالت به‌کارگیری کانال هوا با ارتفاع ۹ ســـانتی‌متر، بالاترین بهرهٔ حرارتی (heat gain) به‌ازای بیشـــترین نرخ جریان جرمی یعنی ۹ گرم بر ثانیه در ساعت ۱۳:۰۰ گزارش شد که این میزان دبی به حداًکثر راندمان حرارتیِ ۵۷/۳٪ در ساعت ۱۰:۰۰ منجر گردید. هم‌چنین مشــخص شــد که در هواگرم‌کن‌های با ارتفاع کانالِ بیش از ۵ ســـانتی‌متر، مقادیر نرخ جریان جرمی هوا و راندمان هواگرم‌کن، افزایش ناچیزی داشته‌اند.

در سال ۲۰۲۰ سینگ و نِگی [20] عملکرد حرارتی هواگرم‌کنِ تک‌مسیره با دو پوشش شیشه‌ای را که صفحهٔ جاذب آن دارای پره‌های موج‌دار بود، به‌صورت عددی مورد مطالعه قرار دادند. در همین راستا، تحت شرایط گذرا و با استفاده از یک طرح ضمنی (implicit scheme)، دو طراحی مختلف از سیستم (با و بدون مواد تغییر فاز دهنده) برای یافتن مقادیر بهینهٔ پارامترهای هندسی و جریان، به‌کمک برنامه‌نویسی MATLAB بررسی گردید. در حالتِ عدم استفاده از مواد تغییر فاز دهنده و بر مبنای مقادیر بهینهٔ پارامترهای هندسی به‌دست‌آمده، به‌ازای نرخ جریان جرمی ۰/۰۱ کیلوگرم بر ثانیه، حداًکثر دمای هوای خروجی و حداًکثر راندمان ترموهیدرولیک به‌ترتیب ٦٤/۹ درجهٔ سانتی‌گراد و ٤۷ درصد گزارش شد. هم‌چنین مشخص شد که به‌کارگیری مواد تغییر فاز دهنده، ۱۰ ساعت پشتیبانی حرارتی (thermal backup) پس از غروب آفتاب با نرخ جریان جرمی ۰/۰۱۲۸ کیلوگرم بر ثانیه را به‌همراه داشته‌است. در پایان، پژوهشگران اظهار داشتند که استفاده از پره‌های موج‌دار بر روی صفحهٔ جاذب و مواد تغییر فاز دهنده در زیر این صفحه می‌تواند راندمان حرارتی قابل ملاحظه‌ای را در تمام طول شبانه‌روز فراهم کند.

شیخ‌نژاد و گنجعلیخان‌نسب [37] در سال ۲۰۲۱ به‌منظور بهبود عملکرد دودکش‌های خورشیدی صفحه‌ای، به‌عنوان مدل ساده‌ای از هواگرم‌کن‌های خورشیدیِ جابه‌جایی طبیعی، تکنیک تولید گردابه را با تعبیهٔ یک پرهٔ نازک الاستیک در داخل کانال مورد بررسی قرار دادند. این مدل دو بُعدی، با ابعاد ۱ متر در ۰/۰۸ متر، از طریق حل معادلات حاکم بر جریان تراکم‌ناپذیر آشفته و گذرا، ضمن تعریف اندرکنش سیال- جامد (Fluid-Solid Interaction)، به‌کمک نرم‌افزار COMSOL Multiphysics شبیه‌سازی شده‌است. نتایج نشان داد که در شرایط شار حرارتی ثابت، اختلاف دما در مقطع خروجی تا ۳۰۰٪ بهبود یافته و دمای سطح جاذب با بیش از ۵۰٪ کاهش روبه‌رو بوده‌است، به‌طوری‌که هر دو عامل منجر به عملکرد بالاترِ این هواگرم‌کنِ طبیعی شده‌اند.

مددی آورگانی و همکاران [21] طی پژوهشی در سال ۲۰۲۲ عملکرد هواگرم‌کن‌های خورشیدی صفحه‌تختِ تک‌کاناله همراه با یک پوشش شیشه‌ای و سطوح جاذب آلومینیومی گوناگون (ساده و دارای مانع) را با بهره‌گیری از یک مدل دینامیک سیالات محاسباتی سه‌بعدی مورد مطالعه قرار دادند. آرایشی از موانعِ توخالی با هندسه‌های مختلف از جمله مخروطی، استوانه‌ای (افقی و عمودی)، کروی، نیم‌کروی، هرمی و مکعبی بر روی سطح جاذب این کلکتورها در نظر گرفته

شد. پژوهشگران نهایتاً مشاهده کردند که این موانع با ایجاد جریان آشفته در طول کانال هوا قادرند راندمان انرژی و اگزرژی سیستم را به‌طور قابل توجهی افزایش دهند، به‌طوری‌که موانع استوانه‌ای عمودی عملکرد بهتری را براساس معیارهای مختلف سبب شده و راندمان انرژی و اگزرژی سیستم را به‌ترتیب تا ۷۰٪ و ۱۰۵٪ افزایش داده‌اند.

باتوجه به آن‌چه که به‌طور مبسوط مطرح گردید، راهکارها و ایده‌های متنوعی برای طراحی هواگرم‌کن‌های خورشیدی صفحه‌تخت تاکنون توسط پژوهشگران مختلف به‌صورت عددی و تجربی مورد ارزیابی قرار گرفته‌اند که همگی بر اهمیت دست‌یابی به راندمان حرارتی بالا در این نوع سیستم‌ها اذعان دارند. آن‌چه که پژوهش حاضر بر روی آن متمرکز شده‌است، بررسی تأثیر ایجاد فاصلهٔ هوایی با به‌کارگیری دو جدار شیشه‌ای بر روی راندمان حرارتی این نوع مبدل حرارتی می‌باشد. گرچه این مورد ایدهٔ جدیدی نیست، ولی مطالعهٔ اثر آن بر روی رفتار هواگرم‌کن‌های خورشیدی صفحه‌تخت از طریق حل عددیِ معادلات حاکم به‌روش CFD و با کمترین فرضیات ساده‌کننده تاکنون صورت نپذیرفته‌است. شرح کامل ساختار این هواگرم‌کن صفحه‌تختِ دو شیشه‌ای و فرآیندهای موجود در آن، در بخش بعدی ارائه شده‌است. این سیستم، از طریق شبیه‌سازی به‌کمک نرم‌افزار تجاری COMSOL Multiphysics مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته و نهایتاً یافته‌های عددی موردنظر با نتایج حاصل از تحلیل هواگرم‌کن با یک پوشش شیشه‌ای (حذف فاصهٔ هوایی) مقایسه شده‌اند.

بیان فیزیک مسئله

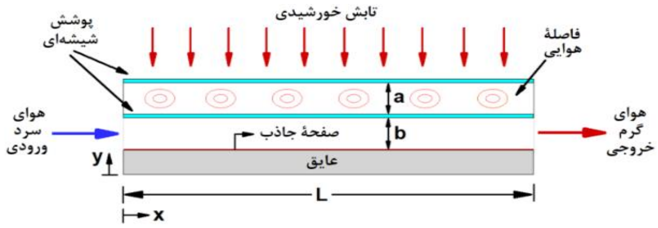
هواگرم‌کن صفحه‌تخت مورد مطالعه به‌صورت شماتیک در شکل (۱) و مقادیر پارامترهای هندسی، اپتیکی و حرارتی موردنظر در این سیستم، مطابق جدول (۱) مشخص شده‌است. در این سیستم، دو پوشش شیشه‌ای مشابه که جریان جابه‌جایی طبیعی در فضای بین این دو برقرار است، به کار رفته‌است. در ناحیهٔ بین پوشش شیشه‌ای پایینی (یا داخلی) و صفحهٔ جاذب که در واقع کانال اصلی عبور هوا می‌باشد، جریان جابه‌جایی اجباری وجود دارد. سیال عامل در هر دو جریان مذکور، هوا (به‌عنوان یک گاز غیرتابشی) در نظر گرفته شده‌است. هم‌چنین هوای ورودی به کانال دارای دمای یک‌نواختِ ۲۹۳ کلوین و سرعت متوسطِ ۰/۲ متر بر ثانیه می‌باشد. لازم به ذکر است که باتوجه به مقدار سرعت متوسط ورودی، عدد رینولدز جریان اصلی $(2b.\overline{V}/\vartheta)$ برابر با ۱۰۵۰ است و درنتیجه این جریان جابه‌جایی اجباری داخل کانال باتوجه به عدد رینولدز بحرانی (Re_{cr}=۲۳۰۰) در محدودهٔ جریان آرام باقی می‌مانَد. در مورد جریان جابه‌جایی طبیعی بین دو شیشه، ملاک آرام و آشفته بودن آن، مقدار عدد رایلی می‌باشد که در مطالعهٔ حاضر برابر 5×10^{4} است و باتوجه به عدد رایلی بحرانی ($Ra_{cr}=10^{9}$) در محدودهٔ جریان آرام می‌باشد. در شبیه‌سازی عددی مسئلهٔ حاضر، تمامی خواصِ ترموفیزیکی هوا در هر دو جریان جابه‌جایی طبیعی (بین دو پوشش شیشه‌ای) و جابه‌جایی اجباری (در کانال عبور هوا)، مطابق مجموعه روابط (۱-الف) تا (۱-د)، تابعی از دما در نظر گرفته شده‌اند [38]:

$$\mu = (6.04 + 0.042\,T)\times10^{-6} \quad \left(\frac{kg}{m.s}\right) \qquad (۱\text{-الف})$$

$$k = -0.57\times10^{-3} + 0.108\times10^{-3}\,T - 7.4\times10^{-8}\,T^2 + 3.73\times10^{-11}\,T^3 \quad \left(\frac{W}{m.K}\right) \qquad (۱\text{-ب})$$

$$C_p = 1.065 - 4.47\times10^{-4}\,T + 9.87\times10^{-8}\,T^2 - 4.64\times10^{-10}\,T^3 \quad \left(\frac{kJ}{kg.K}\right) \qquad (۱\text{-ج})$$

$$\rho = \frac{P}{R\,T} \qquad (۱\text{-د})$$



شکل ۱ شماتیکی از هندسهٔ هواگرم‌کن خورشیدی مورد مطالعه

جدول ۱ پارامترهای مختلف استفاده‌شده در شبیه‌سازی

پارامترهای هندسی	مقدار	پارامترهای اپتیکی و حرارتی	مقدار
طول هواگرم‌کن (m)	۱	ضریب صدور شیشه	۰/۹۰
عرض هواگرم‌کن (m)	۱	ضریب جذب شیشه	۰/۰۵
ارتفاع فاصلهٔ هوایی (cm)	٤	ضریب عبور شیشه	۰/۹۰
ارتفاع کانال عبور هوا (cm)	٤	ضریب صدور صفحهٔ جاذب	۰/۹۵
ضخامت لایهٔ عایق (cm)	۳/۷	ضریب هدایت حرارتی شیشه (W/m.K)	۰/۷۸
ضخامت شیشه (mm)	۵	ضریب هدایت حرارتی صفحهٔ جاذب (W/m.K)	٤۰۰
ضخامت صفحهٔ جاذب (mm)	۳	ضریب هدایت حرارتی لایهٔ عایق (W/m.K)	۰/۰۳۷

معادلات حاکم و شرایط مرزی

برای جریان هوای اجباری داخل کانال، معادلات اساسی جریان در شرایط آرام و پایا و تراکم‌ناپذیر، شامل بقای جرم، بقای مومنتوم خطی در دو راستای x و y، و بقای انرژی، به‌ترتیب عبارتند از:

$$\frac{\partial u}{\partial x}+\frac{\partial v}{\partial y}=0 \qquad (۲)$$

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial x}+\vartheta\left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 u}{\partial y^2}\right) \qquad (۳)$$

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial y}+\vartheta\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right) \qquad (٤)$$

$$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}=\alpha\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T}{\partial y^2}\right) \qquad (۵)$$

که $\vartheta=\mu/\rho$ لزجت سینماتیکی، و $\alpha=k/(\rho.C_p)$ ضریب نفوذ (پخش) حرارتی است.

برای جریان جابه‌جایی طبیعی بین دو پوشش شیشه‌ای نیز معادلات بقای جرم، مومنتوم و انرژی حاکم بر تمام نقاط سیال مشابه روابط (۲) تا (۵) می‌باشد، تنها با این تفاوت که رابطهٔ (٦) باید جایگزین رابطهٔ (٤) شود:

$$u\frac{\partial v}{\partial x}+v\frac{\partial v}{\partial y}=-\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial y}+\vartheta\left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 v}{\partial y^2}\right)+g\beta(T-T_\infty) \qquad (٦)$$

که $\beta=1/T_f$ ضریب انبساط حرارتی است.

بایستی توجه داشت که به‌دلیل وابستگی خواص جریان به دما، توزیع سرعت و فشار و دما برای جریان اصلی (یعنی هوای داخل کانال) از طریق حل هم‌زمانِ روابط (۲) تا (۵) تعیین می‌شود. برای جریان جابه‌جایی طبیعی نیز روند حل معادلاتِ مربوطه به همین صورت است.

در حل عددی معادلات جریان، شرط عدم لغزش در فصل مشترک سیال و جامد اعمال می شود. جریان هوا در بخش ورودی دارای سرعت و دمای یکنواخت است و در بخش خروجی، شرط توسعه‌یافتگیِ کامل برای محاسبات سرعت $((\partial u/\partial x)=0\ ,\ v=0)$ و شرط گرادیان دمای صفر برای معادلهٔ انرژی $((\partial T/\partial x)=0)$ در نظر گرفته می شود. پیوستگی دما و شار حرارتی در

فصل مشترک سیال و جامد نیز اعمال می‌شود. بنابراین، با توجه به پیوستگی شار حرارتی بر روی فصل مشترک جریان هوا با پوشش‌های شیشه‌ای و صفحهٔ جاذب، شرط مرزی زیر اعمال می‌شود:

$$-k_{solid}\frac{\partial T_{solid}}{\partial n}=-k_{fluid}\frac{\partial T_{fluid}}{\partial n} \tag{۷}$$

معادلات هدایت حرارتی مربوط به اجزای جامد موجود در سیستم، به‌منظور یافتن توزیع دما در هر جزء، بر طبق روابط (۸) تا (۱۰) می‌باشند:

- برای پوشش‌های شیشه‌ای بالایی و پایینی:

$$\left(\frac{\partial^2 T_{g,t}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T_{g,t}}{\partial y^2}\right)+\frac{\alpha_g . q''_{sun}}{\delta_g . k_g}=0 \tag{۸–الف}$$

$$\left(\frac{\partial^2 T_{g,b}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T_{g,b}}{\partial y^2}\right)+\frac{\alpha_g\,\tau_g . q''_{sun}}{\delta_g . k_g}=0 \tag{۸–ب}$$

- برای صفحهٔ جاذب:

$$\frac{\partial^2 T_a}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T_a}{\partial y^2}=0 \tag{۹}$$

- برای لایهٔ عایق:

$$\frac{\partial^2 T_{ins}}{\partial x^2}+\frac{\partial^2 T_{ins}}{\partial y^2}=0 \tag{۱۰}$$

عبارات چشمهٔ حرارتی (sourece terms) موجود در روابط (۸– الف) و (۸– ب) به‌دلیل تابش خورشیدیِ جذب‌شده توسط شیشه‌هاست. شار حرارتی خورشیدی برخوردی به شیشهٔ بالایی، به اندازهٔ $\alpha_g . q''_{sun}$ جذب آن می‌شود و مابقی یعنی $\tau_g . q''_{sun}$ عبور می‌کند و به شیشهٔ پایینی برخورد می‌کند که از این مقدار به اندازهٔ $\alpha_g \tau_g . q''_{sun}$ جذب شیشهٔ پایینی می‌شود.

به‌عنوان شرایط مرزی مربوط به معادلات هدایت حرارتی حاکم بر اجزای جامد، در دو موقعیت انتهایی هر جزء (x=0,L) شرط عایق لحاظ شده‌است. در فصل مشترک‌های داخلی نیز شرط پیوستگی دما و شار حرارتی برقرار است. نهایتاً برای سطوح خارجی هواگرم‌کن که در معرض محیط اطراف قرار دارند، از شرط مرزی جابه‌جایی استفاده می‌شود.

ضرایب انتقال حرارت جابه‌جایی و تابش برای سطوح خارجیِ شیشهٔ بالایی و لایهٔ عایق، به‌کمک روابط (۱۱) و (۱۲) محاسبه می‌شوند [13]. لازم به ذکر است که از تبادل حرارت تابشیِ سطح زیرین لایهٔ عایق صرف‌نظر شده‌است.

$$h_{conv.}=5.67+3.86V_{wind} \tag{۱۱}$$

$$h_{rad.}=\varepsilon_g\,\sigma\left(T_{g,t}{}^4+T_{amb.}{}^4\right)\left(T_{g,t}+T_{amb.}\right) \tag{۱۲}$$

راندمان هواگرم‌کن‌های خورشیدی یکی از پارامترهای اصلی این مبدل‌هاست که عملکرد آن‌ها را در تبدیل مستقیم تابش حرارتی خورشید به انتالپی جریان هوا نشان می‌دهد و به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$\eta=\frac{\dot{m}\,C_p\,(T_{out}-T_{in})}{q''_{sun}\,A} \tag{۱۳}$$

پارامتر مهم دیگری که برای جریان جابه‌جایی اجباری داخل کانال مطرح است، دمای بالک سیال (fluid bulk temperature) می‌باشد و مقدار آن در هر مقطع به‌کمک رابطهٔ زیر قابل محاسبه‌است:

$$T_{bulk}=\frac{\int_0^b \rho\,u\,C_p\,T\,w\,dy}{\dot{m}\,C_p} \tag{۱۴}$$

شبیه‌سازی عددی

در این پژوهش، به‌منظور ترسیم هندسه و شبکه‌بندی مدل و سپس شبیه‌سازی جریان سیال و انتقال حرارت، از نرم‌افزار COMSOL Multiphysics 5.5 استفاده شده‌است. نظر به هندسهٔ مستطیل‌شکل ناحیهٔ محاسباتی،

شـبکه‌بندی سـاختاریافتهٔ متعامد (orthogonal) با تعداد تقسیماتِ ۳۲۰×۱۷۰ به‌کار رفته‌است. ضمناً فشرده‌سازی شبکه در محل‌هایی که متغیرهای وابسته دارای گرادیان شدید هستند، اعمال شده‌است (شکل ۲).

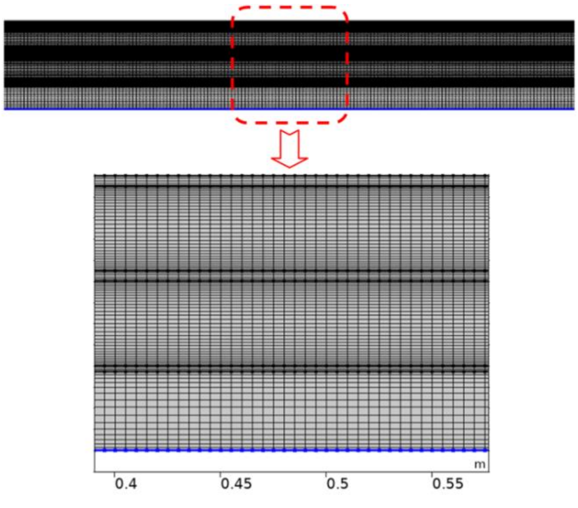
گسسته‌سازی معادلات نیز با روش المان محدود بوده و حل نهایی از طریق روش‌های تکراری و در نظر گرفتن دقت همگرایی ۵×۱۰^{-٤} و $۱۰^{-٤}$ برای محاسبات سرعت و دما، به‌دست آمده‌است. ضمناً تمامی محاسبات به‌کمک رایانه‌ای با پردازندهٔ Intel® Core™ i5-3210M @2.50 GHz صورت گرفته‌است.

بررسی استقلال حل از شبکه

برای تجزیه و تحلیل اثرات ابعاد شبکه‌بندی بر محاسباتِ انجام‌شده، مطابق جدول (۲) پنج حالت شبکه‌بندی با تعداد گره‌های متفاوت برای مدل در نظر گرفته شد. حدأکثر دمای صفحهٔ جاذب، به‌عنوان یکی از اجزای سیستم که همواره بیشترین مقدار دما را به خود اختصاص می‌دهد و حساسیت زیادی به اندازهٔ سلول‌های محاسباتی دارد، معیار مقایسهٔ شبکه‌بندی‌های مذکور قرار گرفته‌است (در شرایط $q''_{sun}=۱۰۰۰$ W/m²). پس از بررسی حالت‌های مختلف، شبکه‌بندی با تعداد تقسیماتِ ۳۲۰×۱۷۰ به‌عنوان شبکه‌بندی قابل قبول (هم از نظر دقت نتایج و هم از نظر صرفه‌جویی در زمان حل) انتخاب گردید. شماتیکی از گره‌های شبکهٔ موردنظر در ناحیهٔ محاسباتی گسسته‌سازی‌شده، در شکل (۲) ارائه شده‌است.

جدول ۲ میزان وابستگی حل عددی به شبکهٔ محاسباتی

حالت	Mesh-1	Mesh-2	Mesh-3	Mesh-4	Mesh-5
اندازهٔ شبکه	۱۷۰×۱۰۰	۲۱۰×۱۲۰	۲٦۰×۱٤۰	۳۲۰×۱۷۰	۳۸۰×۲۰۰
$T_{a,max}$ (K)	۳٥٦/۱	۳۷٦/۲	۳۸۹/٤	۳۹۷/۲	٤۰۰/۷
خطا نسبت‌به حالت قبل	–	٪٥/٦	٪۳/٤	٪۲	٪۰/۸



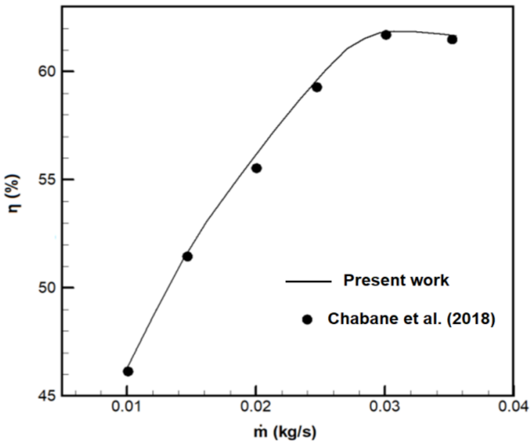
شکل ۲ شماتیک شبکهٔ محاسباتی در بخش‌های مختلف هواگرم‌کن

اعتبارسنجی حل عددی

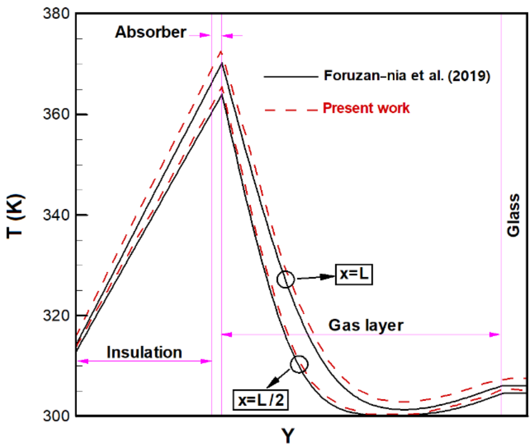
به‌منظور ارزیابی صحت نتایج حاصل از شبیه‌سازی حاضر، از یافته‌های تجربی پژوهش چابِن و همکاران [13] و یافته‌های عددی پژوهش فروزان‌نیا و همکاران [24] استفاده شده‌است. در هر دو مرجع، یک هواگرم‌کن صفحه‌ای ساده (بدون فاصلهٔ هوایی) که کاملاً شبیه هواگرم‌کنِ مورد مطالعه در پژوهش حاضر است، مورد بررسی قرار گرفته‌است. ضمناً اطلاعات کامل هر هواگرم‌کن، شامل پارامترهای هندسی و خواص ترموفیزیکی اجزای مختلف، در مراجع موردنظر گزارش شده‌است.

در مرجع [13] راندمان حرارتی هواگرم‌کنِ ارائه‌شده توسط چابِن و همکاران به‌ازای مقادیر مختلف دبی جرمی هوا ارائه شده‌است. این هواگرم‌کن صفحه‌ای با یک پوشش شیشه‌ای دارای کانال هوایی به طول ۷۰ سانتی‌متر، عرض ۵۰ سانتی‌متر و ارتفاع ٤ سانتی‌متر بوده که تحت شار تابشی ۹۵۰ وات بر مترمربع و دبی جرمی ۰/۰۱ تا ۰/۰۳۵ کیلوگرم بر ثانیه عمل می‌کرده‌است. پس از شبیه‌سازی هواگرم‌کن مرجع [13] بااستفاده از روش عددی پژوهش حاضر، مقادیر راندمانِ به‌دست‌آمده در هر دو پژوهش مطابق شکل (۳) مقایسه شده‌اند. در این شکل، افزایش راندمان هواگرم‌کن در اثر افزایش دبی جرمی هوا، تا رسیدن به حداکثر مقدار خود، قابل مشاهده است و تطابق قابل قبول بین نتایج نیز مؤید صحت حل عددیِ پژوهش حاضر می‌باشد.

در مرجع [24] برای قسمت‌های مختلف هواگرم‌کنِ ارائه‌شده توسط فروزان‌نیا و همکاران، توزیع دما در راستای *y* از پایینِ لایهٔ عایق تا سطح شیشه، ارائه شده‌است. لازم به ذکر است که هندسه و ابعاد این هواگرم‌کن، مشابه هواگرم‌کنِ شبیه‌سازی‌شده توسط چابِن و همکاران [13] اما با طول ۱ متر می‌باشد که با گاز تابشی شارژ شده‌است. پس از شبیه‌سازی هواگرم‌کنِ مرجعِ [24] بااستفاده از روش عددی پژوهش حاضر، توزیع دما در دو بخش محوری مختلف (x=L/2,L) برای هر دو پژوهش مطابق شکل (٤) مقایسه شده‌است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، حداکثر دما در هر بخش بر روی صفحهٔ جاذب روی داده و در فواصل دورتر از این صفحه، جریان هوا دارای دمای کمتر و یکنواخت‌تری است. بیشترین اتلاف گرما نیز از طریق لایهٔ عایق به‌دلیل گرادیان دمای بالا اتفاق می‌افتد. بنابراین، شکل (٤) بیانگر وجود سازگاری مناسبی بین نتایج عددی موجود با نتایج گزارش‌شده در مرجع [24] می‌باشد.



شکل ۳ روند تغییرات راندمان هواگرم‌کن خورشیدی با دبی جرمی هوا و مقایسه با نتایج مرجعِ [13]



شکل ٤ توزیع دما در راستای y برای دو بخش محوری مختلف از هواگرم‌کن و مقایسه با نتایج مرجعِ [24]

نتایج و بحث

در این بخش، یافته‌های عددی پژوهش حاضر برای دو مدل هواگرم‌کن (با و بدون فاصلهٔ هوایی) ارائه شده‌است. ابتدا هواگرم‌کن دارای دو پوشش شیشه‌ای و تأثیر جریان جابه‌جایی طبیعی به‌واسطهٔ وجود فاصلهٔ هوایی بررسی شده و سپس مقایسهٔ آن با حالت نبودِ فاصلهٔ هوایی ارائه می‌شود. در هر وضعیت، پنج شار تابشی مختلف در نظر گرفته شده‌است و پس از ارائهٔ توزیع سرعت و دما و فشار در قسمت‌های مختلف هواگرم‌کن‌ها، عملکرد این دو سیستم مورد آنالیز قرار می‌گیرد.

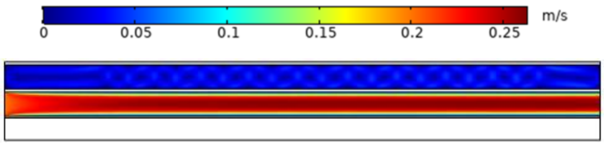
بررسی عملکرد هواگرم‌کن دارای دو پوشش شیشه‌ای

در شکل (٥) توزیع سرعت برای جریان‌های جابه‌جایی طبیعی و اجباری، به‌ازای پنج شـار تابش حرارتی ٤٠٠، ٦٠٠، ٨٠٠، ١٠٠٠ و ١٢٠٠ وات بر مترمربع، ارائه شده‌است. به‌وضوح مشاهده می‌شود که روند تغییرات سرعت در طول کانال به‌گونه‌ای است که جریان از وضعیت یکنواخت به حالت کاملاً توسعه‌یافته درآمده‌است.

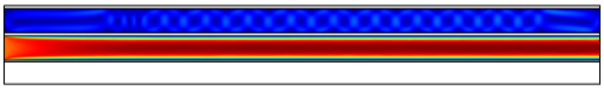
همان‌طور که پیش‌تر نیز بیان شد، خواص ترموفیزیکی هوا تابعی از دما در نظر گرفته شده، که در این صورت، روابط (٢) تا (٥) به هم وابسته (couple) هستند و باید هم‌زمان حل شوند. از طرفی توزیع دمای صفحهٔ جاذب متناسب با هر مقدار شار تابشِ ورودی الگوی متفاوتی دارد که خود سبب تغییر توزیع دمای هوای داخل کانال می‌شود و نهایتاً به تغییر خواص جریان منجر می‌گردد. پس به‌ازای هر مقدار شار گرمای تابشی بایستی توزیع سرعت جریان داخل کانال نیز الگوی متفاوتی داشته باشد، اما آن‌چه که از شکل (٥) برداشت می‌شود، این است که به‌دلیل تغییرات نسبتاً کمِ دمای بالک سیال در طول کانال (کمتر از ٤٠ درجهٔ سانتی‌گراد)، تغییرات خواص جریان محسوس نیست و در نتیجه تفاوت بین تغییرات سرعت جریان داخل کانال در شارهای تابشی مختلف مشهود نیست.

علاوه بر این، چنان‌چه در شکل (٥) بیشتر توجه شود، می‌توان دریافت که در فاصلهٔ هواییِ میان دو پوشش شیشه‌ای که جریان جابه‌جایی طبیعی برقرار است و گرادیان چگالی تنها نیروی محرک می‌باشد، یک‌سری چرخه‌های ناهمسانگرد مشاهده می‌شود که اصطلاحاً به الگوی جریانِ چند سلولیِ بنارد (Bénard Cells) شهرت دارند. این پدیده، نوعی همرفت طبیعی است که در یک لایهٔ افقی مسطح از سیالِ گرم‌شده از پایین رخ می‌دهد و در آن سیال الگوی منظمی از سلول‌های همرفتی را ایجاد می‌کند. در مرجع [39] شرط آغاز همرفت در محفظه‌های گرمایش از زیر به‌صورت $Ra_H \geq ١٧٠٨$ ذکر شده‌است، که $Ra_H = g\beta(T_h - T_c)H^3/\alpha\vartheta$ عدد رایلی بحرانی می‌باشد [40]. نکتهٔ دیگر این است که این الگوی جریان، در هر مقدار شار تابشی وضعیت متفاوتی پیدا کرده‌است؛ به‌طوری‌که، نواحی چرخشیِ مجاور با مقاطع محوریِ $x=0,L$ گسترهٔ بیشتری نسبت‌به دیگر سلول‌ها داشته‌اند و با افزایش شار تابشی نیز شدت بیشتری به خود می‌گیرند.

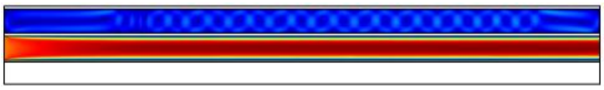
اصـولاً انگیزهٔ افزودن فاصـلهٔ هوایی به سـاختار هواگرم‌کن‌ها این است که هوا مناسب‌ترین و ارزان‌ترین مادهٔ عایقِ در دسـترس محسـوب می‌شـود (با ضـریب هدایت حرارتی حدوداً ٠/٠٣ W/m.K). بنابراین، هدف از انتخاب چنین عایقی این اسـت که انرژی حرارتی کمتری از جریان هوای گرم داخلِ کانالِ هواگرم‌کن تلف شود، اما گرادیان چگالی و ایجاد نیروی شناوری در فاصـلهٔ هوایی بین دو شـیشـه باعث ایجاد جریان جابه‌جایی طبیعی می‌شـود و این امر به‌عنوان یک مکانیزم انتقال حرارت، اثر مثبتِ حضـور عایق را تحت‌الشـعاع خود قرار می‌دهد. باتوجه به این‌که پدیدهٔ همرفت بِنارد فرآیندی کاملاً ناخواسته است، از این‌رو بایستی تمهیداتی درجهت تقلیل یا حذف آن اندیشیده شود و یا پارامترهای سیستم به‌گونه‌ای انتخاب شوند که رفتار عایق‌بودن لایهٔ هوای بین دو شیشه نمود بیشتری داشـته باشـد و حتی‌الإمکان جریان همرفتیِ کمتری رخ دهد.



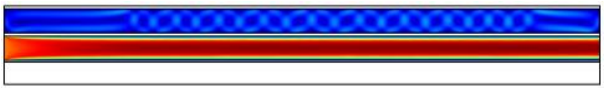
$q''_{sun} = 400\ W/m^2$ (الف)



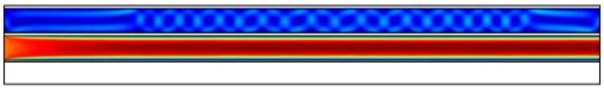
$q''_{sun} = 600\ W/m^2$ (ب)



$q''_{sun} = 800\ W/m^2$ (ج)



$q''_{sun} = 1000\ W/m^2$ (د)

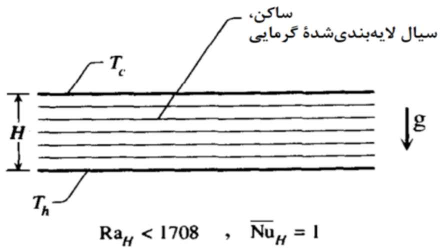


$q''_{sun} = 1200\ W/m^2$ (هـ)

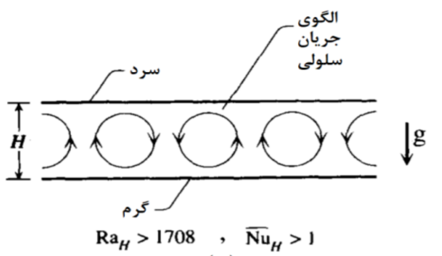
شکل ٥ توزیع سرعت در فضای بین دو شیشه و درون مجرای عبور هوا

در صورت وجود جریان‌های همرفت طبیعی در یک لایهٔ سیال افقی، قابلیت عایق‌کاری حرارتی این لایه کاهش می‌یابد. مطابق شکل (٦) در صورت عدم وجود همرفت، ضریب انتقال حرارت مقدار کمتری دارد و انتقال حرارت از دیوارهٔ پایینی به دیوارهٔ بالایی از طریق هدایت خالص انجام می‌شود. برای جلوگیری از ایجاد این جریان‌ها، پیشنهاد شده‌است که یک صفحهٔ افقی در نقطه‌ای بین دیوارهٔ بالایی و دیوارهٔ پایینی نصب شود [40]. نقطهٔ بهینه برای نصب صفحه که در آن بتوان هدایت خالص را حفظ کرد، درصورتی‌که $(g\beta)/(\alpha\vartheta)$ مستقل از دما باشد، با انجام محاسبات ریاضی، در وسط دیوارهٔ بالایی و پایینی $(H/2)$ به‌دست می‌آید. نویسندگان در نظر دارند که در پژوهش‌های آتی اثر مثبت این راهکار پیشنهادی را نیز مورد بررسی قرار دهند.

در شکل (٧) خطوط جریان برای دو شار حرارتی ٦٠٠ و ١٢٠٠ وات بر مترمربع ترسیم شده‌است. الگوی جریانی سلول‌های بِنارد در فضای بین دو شیشه و همچنین برقراری جریان لایه‌ای (آرام) در تمام طول کانال عبور هوا به‌وضوح قابل مشاهده‌است.

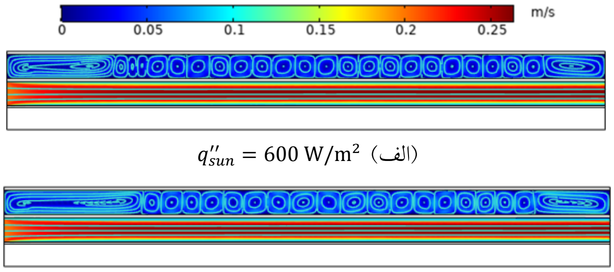


(الف)



(ب)

شکل ٦ لایهٔ سیال افقی با گرمایش از زیر [40]



$q''_{sun} = 600\ \mathrm{W/m^2}$ (الف)

$q''_{sun} = 1200\ \mathrm{W/m^2}$ (ب)

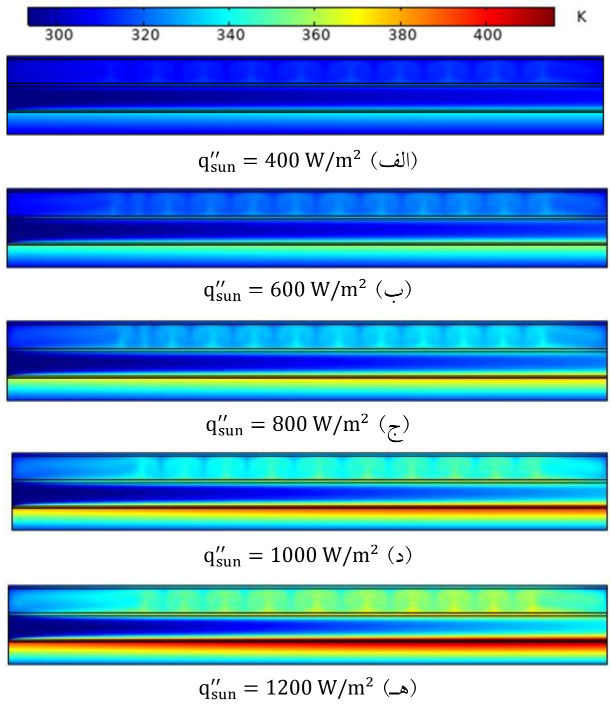
شکل ۷ خطوط جریان در فضای بین دو شیشه و درون مجرای عبور هوا

توزیع دما به‌ازای پنج شار تابش حرارتی ٤٠٠، ٦٠٠، ٨٠٠، ١٠٠٠ و ١٢٠٠ وات بر مترمربع، برای جریان‌های جابه‌جایی اجباری و طبیعی و نیز اجزای جامد هواگرم‌کن (پوشش‌های شیشه‌ای، صفحهٔ جاذب و لایهٔ عایق) در شکل (۸) نشان داده شده‌است. در هر پنج وضعیت، ناحیهٔ دما–بالا در مجاورت صفحهٔ جاذب (داخل کانال هواگرم‌کن و بالای لایهٔ عایق) و ناحیهٔ دما–پایین درون جریان هوای داخلِ کانال در نزدیکی شیشهٔ پایینی و هم‌چنین در قسمت تحتانی لایهٔ عایق ایجاد شده‌است. شکل (۸) نشان می‌دهد که چگونه دمای هوای عبوری در امتداد کانال، به‌کمک انتقال حرارت جابه‌جایی اجباری از سطح جاذب دما–بالا افزایش می‌یابد. ملاحظه می‌شود که بخشی از نفوذ انتقال حرارت به درون جریان هوا از طریق پوشش شیشه‌ای داخلی (پایینی) صورت می‌گیرد، اما بخش عمدهٔ آن به‌دلیل حضور صفحهٔ جاذب می‌باشد.

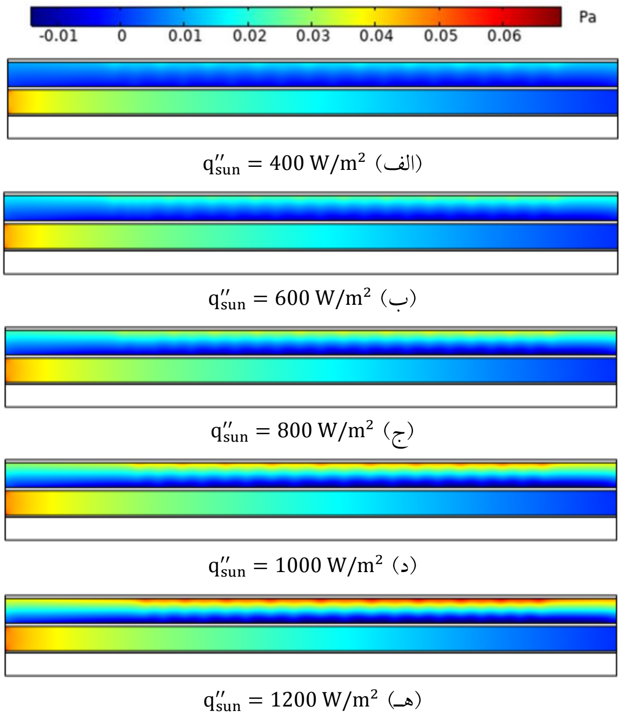
توزیع فشار به‌ازای پنج شار تابش حرارتی ٤٠٠، ٦٠٠، ٨٠٠، ١٠٠٠ و ١٢٠٠ وات بر مترمربع، برای جریان جابه‌جایی اجباری داخل کانال هوای عبوری و برای جریانِ جابه‌جایی طبیعی میان دو پوشش شیشه‌ای، در شکل (۹) نشان داده شده‌است. در این‌جا نیز گرچه خصوصیات ترموفیزیکی جریان هوا تابعی از دماست، اما طبق همان استدلالی که قبل‌تر بیان شد، تغییرات فشار هوای داخل کانال، زیاد تحت تأثیر شار تابشی نبوده و در هر پنج وضعیت شکلِ یکسانی به خود گرفته است. واضح است که تغییرات فِشار در هر دو جریان کمتر از ١ پاسکال بوده، و این تغییرات تنها برای جریان هوای طبیعی بین دو پوشش شیشه‌ای محسوس است. همان‌طور که مشاهده می‌شود، درون فاصلهٔ هواییِ میان دو شیشه، ناحیهٔ پُرفشار در مجاورت پوشش بالایی و ناحیهٔ کم‌فشار در مجاورت پوشش پایینی رخ داده‌است. تغییرات این دو ناحیهٔ پرفشار و کم‌فشار نیز تحت تأثیر شار تابشی به‌تدریج روند متفاوتی پیدا می‌کند، به‌طوری‌که افزایش شار تابشی بر فشارِ جریان هوای مجاورِ پوشش بالایی افزوده و از فشارِ جریان هوای مجاورِ پوششِ پایینی کاسته‌است.

به منظور نمایش سودمند الگوی دمایی در قسمت‌های مختلف هواگرم‌کن خورشیدی دارای دو شیشه، توزیع دما در راستای محور y (از پایینِ لایهٔ عایق تا سطح خارجیِ شیشهٔ بالایی) در چهار بخش محوری مختلف و به‌ازای پنج شار تابشی متفاوت در شکل (١٠) رسم شده‌است. نحوهٔ گرمایش سیال عامل در طول کانال هواگرم‌کن از این شکل قابل رؤیت است، به‌نحوی که تغییرات دمای هوای عبوری در کانال هواگرم‌کن، در امتداد جهت جریان سیر صعودی دارد. هم‌چنین می‌توان مشاهده کرد که در تمام ضخامت لایهٔ عایق (٣/٧cm ≤ y ≤ ٠)، گرادیان دمای شدیدی رخ داده‌است و بنابراین لایهٔ عایق مستعد بروز بیشترین اتلافِ حرارت از این سیستم می‌باشد. البته بیشترین گرادیان دما، درون جریان اصلی مجاور صفحهٔ جاذب رخ داده‌است. حدأکثر مقدار دما در هر بخش محوری نیز بر روی سطح جاذب، که در واقع محل جذب تابش خورشیدی است، اتفاق می‌افتد. به‌علاوه در راستای ضخامت صفحهٔ جاذب و پوشش‌های شیشه‌ای نیز دمای تقریباً یکنواختی در امتداد

جهت y مشاهده می‌شود. در فضای بین دو شیشه (۸/۵cm≤ y ≤۱۲/۵cm)، به‌دلیل وجود پدیدهٔ همرفت بِنارد، تغییرات دما غیریکنواخت می‌باشد و نوسانات دمایی کاملاً مشهود است. در این فاصلهٔ هوایی، نقاط واقع در موقعیت محوری x=L، کمترین میزان دما را به خود اختصاص داده‌اند.



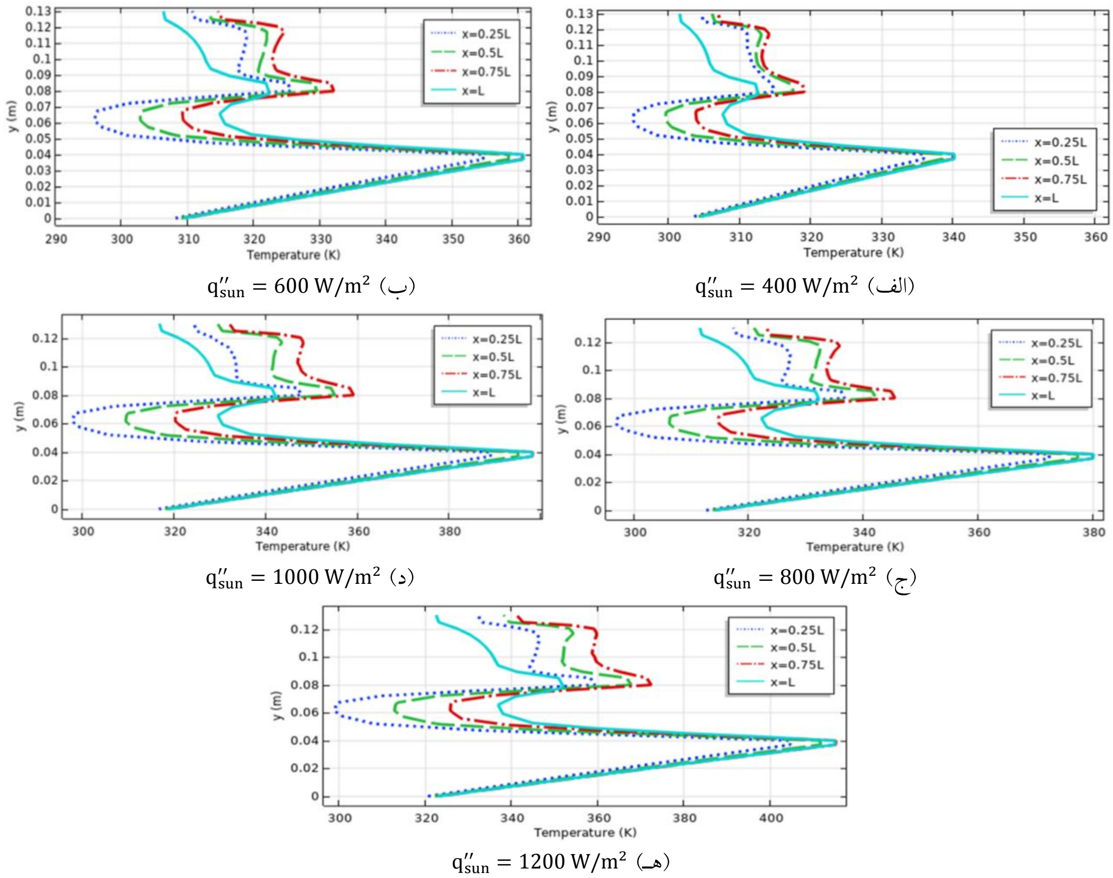
شکل ۸ توزیع دما در قسمت‌های مختلف هواگرم‌کن دارای دو پوشش شیشه‌ای



شکل ۹ توزیع فشار در فضای بین دو شیشه و درون مجرای عبور هوا

با بررسی اثر شار تابشی بر روی توزیع دمای نشان‌داده‌شده در شکل (۱۰) می‌توان دریافت که با افزایشِ شار تابشی، دمای نقاط مختلف هواگرم‌کن نیز افزایش یافته و سطح جاذب نیز بیشترین مقدار دما را تجربه کرده‌است؛ به‌طوری‌که دمای سطح جاذب در شار تابشی ۱۲۰۰ وات بر مترمربع، از ۴۰۰ کلوین نیز فراتر رفته‌است. گرادیان دما در راستای ضخامت لایهٔ عایق و در نتیجه، میزان اتلاف حرارت نیز رشد داشته‌است. ضمناً الگوی تغییرات دمایی در هر بخش محوری درون فاصلهٔ هواییِ بین دو شیشه، به‌ازای مقادیر مختلف شار تابشی، یکسان است.

نحوهٔ تغییرات دمایی سطح شیشهٔ بالایی و پایینی، سطح صفحهٔ جاذب و سطح خارجی لایهٔ عایق در راستای طول هواگرم‌کن، به‌ازای شار تابشی ۸۰۰ وات بر مترمربع، در شکل (۱۱) رسم شده‌است. همان‌طور که قبل‌تر نیز بیان شد، سطح بالایی صفحهٔ جاذب و سپس سطح زیرین شیشهٔ داخلی که در تماس با جریان اصلی هستند، بیشترین مقادیر دما را به خود اختصاص داده‌اند. واضح است که تغییرات دمای صفحهٔ جاذب، روندی صعودی و غیرخطی پیدا کرده‌است. سطح پایینی لایهٔ عایق که در تماس با محیط اطراف می‌باشد، در بیشترِ طول هواگرم‌کن، کمترین میزان دما را دارد و تغییرات آن با شیب مثبتِ بسیار اندکی همراه است. تغییرات دمایی سطوح شیشه‌ها، به‌واسطهٔ هم‌جواری با جریان‌های همرفتی بنارد، دارای رفتاری نوسانی است و در مجاورتِ دو موقعیت محوری ابتدا و انتها که گسترهٔ نواحی چرخشی نسبت‌به سایر بخش‌های محوری درون فاصلهٔ هوایی وسیع‌تر است، اثر منفی وجود جریان جابه‌جایی طبیعی و اتلاف حرارت بیشتر شده و در نتیجه این نواحی، دماهای کمتری را تجربه کرده‌اند.



$q''_{sun} = 400\ W/m^2$ (الف)

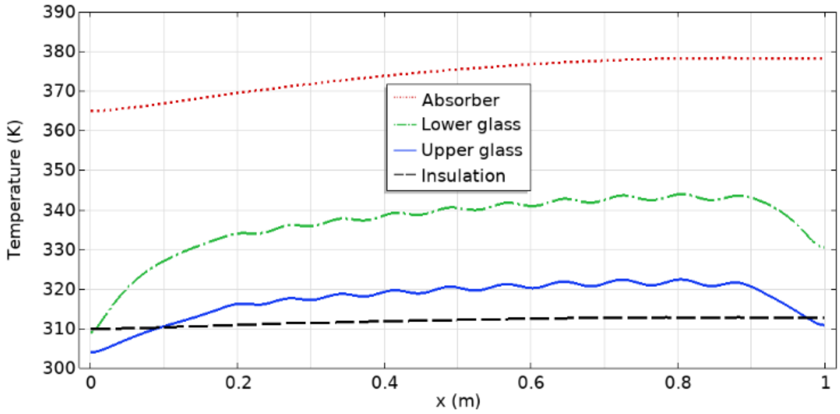
$q''_{sun} = 600\ W/m^2$ (ب)

$q''_{sun} = 800\ W/m^2$ (ج)

$q''_{sun} = 1000\ W/m^2$ (د)

$q''_{sun} = 1200\ W/m^2$ (هـ)

شکل ۱۰ توزیع دما در امتداد جهت y در مقاطع محوری مختلف برای هواگرم‌کنِ دارای دو پوشش شیشه‌ای



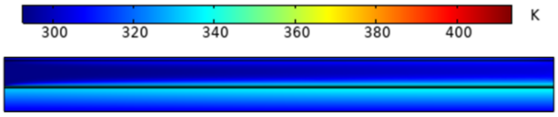
شکل ۱۱ توزیع دما در امتداد جهت x برای سطوح مختلف هواگرم‌کن، به‌ازای $q''_{sun}=$ ۸۰۰ W/m^2

بررسی عملکرد هواگرم‌کن دارای یک پوشش شیشه‌ای

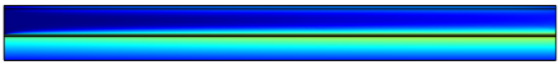
نهایتاً برای تأیید اثر استفاده از دو پوشش شیشه‌ای در هواگرم‌کن‌های خورشیدی صفحه‌ای، تغییرات دمایی قسمت‌های مختلف هواگرم‌کنِ دارای یک شیشه، به‌ازای مقادیر مختلفِ شار گرمایی تابشی، در شکل (۱۲) نشان داده شده‌است. در این‌جا نیز در هر پنج وضعیت، ناحیهٔ دما- بالا در مجاورت صفحهٔ جاذب (درون کانال و بالای عایق) به‌وجود آمده و در مجاورت پوشش شیشه‌ای و قسمت تحتانی لایهٔ عایق نیز نواحی دما- پایین وجود دارد. هوای مجاور صفحهٔ جاذب انرژی حرارتی بیشتری را به روش جابه‌جایی اجباری دریافت می‌کند و در اطراف خط مرکزی کانال، جریان هوا با دمای کمتر (اما یکنواخت‌تر) مشاهده می شود. این دلیل اصلی راندمان حرارتی پایین هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌ای با یک شیشه است که در واقع ناشی از پایین‌بودنِ ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی بین جریان هوا و سطح گرم جاذب می‌باشد.

در شکل (۱۳) نحوهٔ تغییرات دما در قسمت‌های مختلف هواگرم‌کن خورشیدیِ دارای یک شیشه در راستای محور y (از پایینِ لایهٔ عایق تا سطح خارجی شیشه) و در چهار بخش محوری مختلف و به‌ازای پنج شار تابشی متفاوت ترسیم شده‌است. مشابه شکل (۱۰) در سرتاسر ضخامت لایهٔ عایق و نیز درون جریان اصلی مجاور صفحهٔ جاذب، گرادیان دمای شدیدی پدیدار شده، و حداکثر دما در هر بخش محوری نیز بر روی سطح جاذب رخ داده‌است.

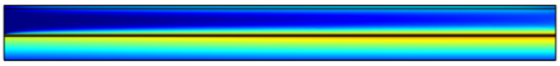
به‌علاوه، مشاهده می‌شود که دمای تقریباً یکنواختی در امتداد جهت y در ضخامت صفحهٔ جاذب و پوششِ شیشه‌ای رخ می‌دهد. هم‌چنین تغییرات دمای هوای عبوری از کانال هواگرم‌کن، در امتداد جهت جریان سیر صعودی دارد و در فواصل دورتر از صفحهٔ جاذب، جریان هوا دارای دمای کمتر و یکنواخت‌تری است. مشابه قبل، افزایش دمای نقاط مختلف هواگرم‌کن و خصوصاً سطحِ جاذب به‌واسطهٔ افزایش شار تابشی کاملاً آشکار است و گرادیان دما در ضخامت لایهٔ عایق و در نتیجه میزان اتلاف حرارت نیز بیشتر شده‌است.



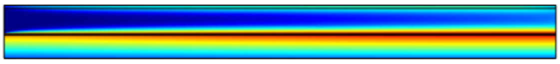
$q''_{sun} = 400\ \mathrm{W/m^2}$ (الف)



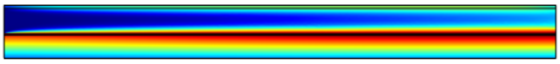
$q''_{sun} = 600\ \mathrm{W/m^2}$ (ب)



$q''_{sun} = 800\ \mathrm{W/m^2}$ (ج)

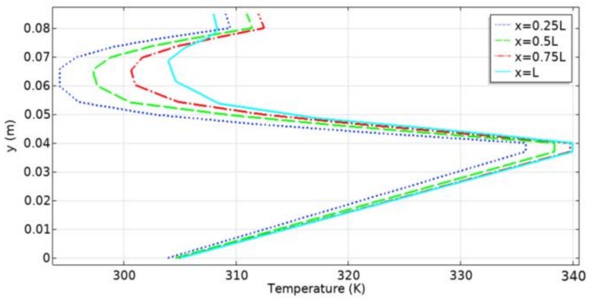


$q''_{sun} = 1000\ \mathrm{W/m^2}$ (د)

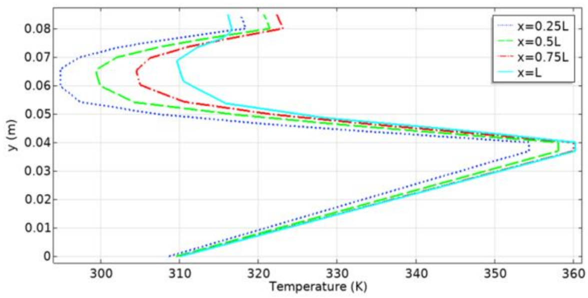


$q''_{sun} = 1200\ \mathrm{W/m^2}$ (هـ)

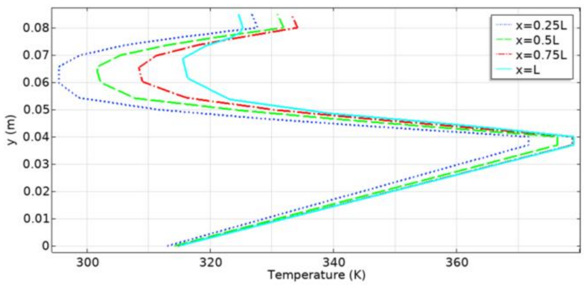
شکل ۱۲ توزیع دما در قسمت‌های مختلف هواگرم‌کن دارای یک پوشش شیشه‌ای



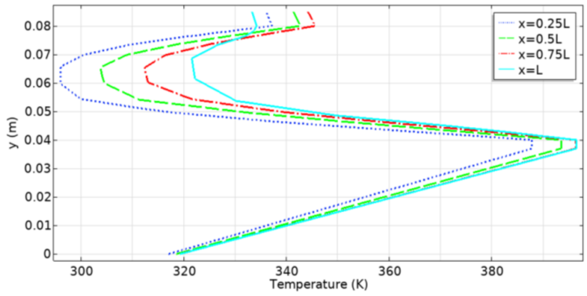
$q''_{sun} = 400\ \mathrm{W/m^2}$ (الف)



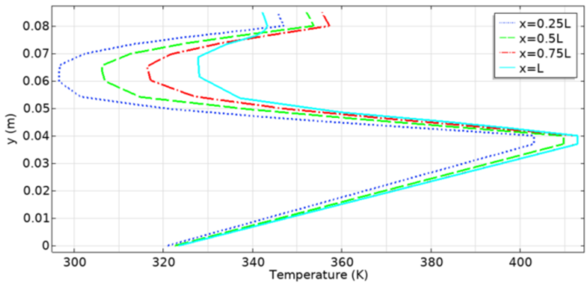
$q''_{sun} = 600\ \mathrm{W/m^2}$ (ب)



$q''_{sun} = 800\ \mathrm{W/m^2}$ (ج)



$q''_{sun} = 1000\ \mathrm{W/m^2}$ (د)

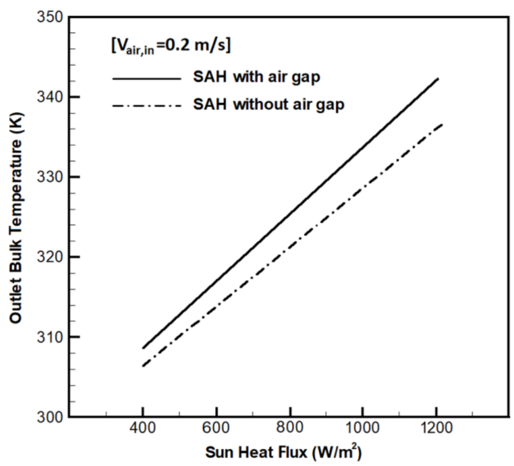


$q''_{sun} = 1200\ \mathrm{W/m^2}$ (هـ)

شکل ۱۳ توزیع دما در امتداد جهت y در مقاطع محوری مختلف برای هواگرم‌کنِ دارای یک پوشش شیشه‌ای

مقایسهٔ عملکرد دو هواگرم‌کن صفحه‌ای در حالت‌های یک و دو پوشش شیشه‌ای. به‌منظور مطالعهٔ بیشتر پیرامون تأثیر تعداد پوشش‌های شیشه‌ای بر روی عملکرد حرارتی هواگرم‌کن‌ها، در شکل (۱۴) تغییرات دمای بالک سیال در مقطع خروجی برحسب شار حرارتی خورشیدی به‌ازای سرعت جریان ورودی ۰/۲ متر بر ثانیه و در شکل (۱۵) تغییرات راندمان حرارتی سیستم برحسب مقادیر مختلف نرخ جریان جرمی هوای عبوری از کانال به‌ازای شار حرارتی ۱۰۰۰ وات بر مترمربع نشان داده شده‌است.

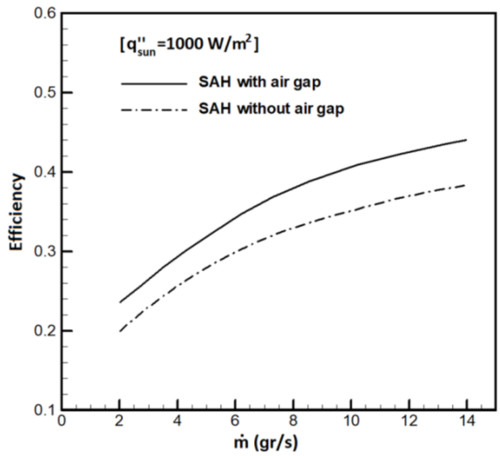
با مشاهدهٔ شکل (۱۴) می‌توان دریافت که در هر دو وضعیتِ به‌کارگیریِ یک یا دو پوشش شیشه‌ای برای هواگرم‌کن، دمای بالکِ هوای خروجی با افزایش شار حرارتیِ تابش خورشیدی به صورت خطی افزایش دارد. علت این است که با افزایش شار تابشی، حجم توان حرارتی منتقل‌شده به هواگرم‌کن و در نتیجه دمای سطح جاذب افزایش می‌یابد و این موضوع باعث تقویت میزان تبادل حرارت و افزایش دمای هوای خروجی می‌گردد. همان‌طور که پیدا ست، افزایش سه برابری شار تابشی (از ۴۰۰ تا ۱۲۰۰ وات بر مترمربع) به‌ازای سرعت ورودی ۰/۲ متر بر ثانیه (معادل دبی ۹/۶ گرم بر ثانیه)، موجب افزایش دمای هوای خروجی به‌میزان ۳۰ و ۳۴ درجهٔ سانتی‌گراد به‌ترتیب برای هواگرم‌کن با یک و دو پوشش شیشه‌ای شده‌است (معادل ۹/۸ و ۱۱/۰ درصد).



شکل ۱۴ تغییرات دمای بالک هوای خروجی برحسب شار حرارتی خورشیدی، برای دو مدل هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌ای

از شکل (۱۴) پیدا ست که در صورت ا ستفاده از

دو پوشش شیشه‌ای و وجود جریان جابه‌جایی طبیعی در فاصلهٔ هوایی، مقدار دمای هوای خروجی در یک شار حرارتی مشخص، نسبت‌به حالتی که از یک پوشش شیشه‌ای استفاده شده باشد، بیشتر است؛ به‌طوری‌که در محدودهٔ ۴۰۰ تا ۱۲۰۰ وات بر مترمربع، این افزایش دما در حدود ۲ تا ۶ درجهٔ سانتی‌گراد بوده‌است (معادل ۰/۷ تا ۱/۸ در صد). هم‌چنین مشاهده می شود که در مقادیر بالای شار تابشی، تغییرات دمای هوای خروجی در حالت به‌کارگیری دو پوشش شیشه‌ای، با شیب بیشتری افزایش می یابد. علت را می‌توان این‌گونه بیان کرد که علاوه‌بر لایهٔ عایق تعبیه‌شده در زیر صفحهٔ جاذب، وجود لایهٔ هوای بین دو شیشه نیز نقش یک عایق بسیار مناسب را ایفا می‌کند که سبب می‌شود مقاومت حرارتی مقابل جریان هوای داخل مجرا تقویت گردد و اتلاف حرارت به‌واسطهٔ حضور این دو مادهٔ عایق تا حد زیادی کاهش یابد. در نتیجه، دمای نقاط مختلف هواگرم‌کن از جمله جریان هوا، در این وضعیت (حضور دو شیشه) بیشتر خواهد بود. شایان ذکر است که حضور جریان‌های همرفتی بِنارد می‌تواند تا حدی از مقاومت حرارتی فاصلهٔ هوایی بکاهد و موجبات اتلاف انرژی را فراهم نماید، اما نهایتاً نتایج عددی نمایانگر وجود اثر مثبت فاصلهٔ هوایی بر عملکرد هواگرم‌کن می‌باشند.



شکل ۱۵ تغییرات راندمان حرارتی برحسب نرخ جریان جرمی هوا، برای دو مدل هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌ای

از مشاهدهٔ شکل (۱۵) چنین استنباط می‌شود که به‌طور کلی افزایش نرخ جریان جرمی هوا، در حالت یک و دو پوشش شیشه‌ای، عملکرد هواگرم‌کن خورشیدی را با شیب تقریباً یکسانی بهبود می‌بخشد. با افزایش دبی جریان، مدت زمان حضور هوا در کانال کمتر می‌شود و در نتیجه زمان تبادل حرارت کاهش می‌یابد. این مسئله سبب می‌شود که اختلاف دمای هوای ورودی و خروجی از هواگرم‌کن کاهش یابد. از طرفی، با افزایش سرعت هوا، ضریب انتقال حرارت جابه‌جایی در کانال افزایش می‌یابد که در مجموع سبب بهبود انتقال حرارت می‌گردد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، در شار تابشی ۱۰۰۰ وات بر مترمربع، با تغییر دبی جریان از ۲ تا ۱۴ گرم بر ثانیه (متناظر با سرعت ورودی ۰/۰۴ تا ۰/۳ متر بر ثانیه)، میزان افزایش راندمان حرارتی برای هواگرم‌کن دارای یک و دو پوشش شیشه‌ای به‌ترتیب برابر با ۱۸٪ و ۲۰٪ می‌باشد. واضح است که اگر نرخ جریان هوا بسیار پایین باشد، هواگرم‌کن استفادهٔ مؤثری نخواهد داشت. از سوی دیگر، افزایش جریان هوا مستلزم افزایش انرژی الکتریکی موردنیاز فن‌هاست. بنابراین، نرخ جریان سیال باید مقدار بهینه‌ای باشد.

هم‌چنین از شکل (۱۵) پیداست که در وضعیت به‌کارگیری دو پوشش شیشه‌ای و وجود فاصلهٔ هوایی، راندمان هواگرم‌کن در یک نرخ جریان جرمی مشخص، نسبت‌به حالت یک شیشه، بیشتر شده‌است؛ به‌طوری‌که در محدودهٔ دبی جریان ۲ تا ۱۴ گرم بر ثانیه، این افزایش راندمان حدوداً ۴ تا ۶ درصد بوده‌است. این شکل هم‌چنین نشان می‌دهد که با افزایش نرخ جریان جرمی هوا، برای هر دو مدل هواگرم‌کن، شدت افزایش راندمان حرارتی نهایتاً رو به کاهش می‌گذارد.

مطابق با شرح مفصلی که ارائه شد می‌توان نتیجه گرفت که در صورت استفاده از دو پوشش شیشه‌ای برای هواگرم‌کن‌های خورشیدی صفحه‌ای، عملکرد تبدیل تابش حرارتی به انتالپی جریان هوا بهبود می‌یابد و انرژی حرارتی بیشتری به جریان هوا منتقل می‌شود. این امر،

افزایش دمای هوای خروجی و راندمان حرارتیِ بیشتر را سبب می‌گردد. بنابراین استفاده از دو پوشش شیشه‌ای برای هواگرم‌کن‌های خورشیدی صفحه‌ای پیشنهاد می‌شود و به نظر می‌رسد که می‌توان آن را به‌عنوان روشی مطمئن در جهت بهبود عملکرد این هواگرم‌کن‌ها پذیرفت.

نتیجه‌گیری

باتوجه به راندمان حرارتی پایینِ هواگرم‌کن‌های خورشیدی صفحه‌ای، تاکنون راهکارهای متنوعی به‌منظور بهبود عملکرد این نوع مبدل‌های حرارتی، توسط پژوهشگران مختلف ارائه شده‌است. در همین راستا، پژوهش حاضر نیز سعی داشته‌است تا هواگرم‌کن‌های دارای فاصلهٔ هوایی در فضای بین دو پوشش شیشه‌ای را، به‌صورت دقیق و با صرف‌نظر از بیشترِ فرضیاتِ ساده‌کنندهٔ مطالعات پیشین، مورد ارزیابی قرار دهد. پس از مدل‌سازی و شبیه‌سازی هندسهٔ موردنظر در نرم‌افزار کامسول و حل معادلات حاکم برای جریان هوا و هم‌چنین اجزای جامد موجود در هواگرم‌کن، نتایج موردنظر برای دو مدل (شامل یک و دو پوشش شیشه‌ای) استخراج گردید. خلاصه‌ای از مهم‌ترین یافته‌های پژوهش حاضر را می‌توان چنین بیان کرد:

۱. ظهور ناخواستهٔ پدیدهٔ همرفت بِنارد در فضای بین دو شیشه به‌واسطهٔ حضور جریان جابه‌جایی طبیعی می‌تواند منجر به بروز یک‌سری تلفات حرارتی از جریان هوای گرم داخلِ کانال هواگرم‌کن شود و اثر مثبت عایق‌کاری حرارتی لایهٔ هوا را کاهش دهد. درنتیجه لازم است پارامترهای مؤثر در این سیستم را به‌گونه‌ای بهینه‌سازی کرد که توازنی بین حداقل تلفات حرارتی (از طریق لایهٔ هوای بین دو شیشه) و حدأکثر راندمان حرارتی برقرار گردد.

۲. دمای هوای خروجی برای هر دو مدل هواگرم‌کن، با افزایش شار تابش خورشیدی، به‌طور خطی افزایش داشته، اما در یک شار تابشی مشخص مقدار آن برای هواگرم‌کنِ دارای دو شیشه بیشتر بوده‌است.

۳. با افزایش نرخ جریان جرمی هوا در هر دو مدل هواگرم‌کن، راندمان حرارتی سیر صعودی داشته و در یک مقدار مشخصی از دبی جریان، هواگرم‌کنِ دارای دو شیشه، راندمان بالاتری را از خود نشان داده‌است.

به‌عنوان مطالعات پژوهشی آینده، می‌توان موارد زیر را از جمله ایده‌ها و طرح‌های پیشنهادی در راستای بهبود عملکرد این نوع کلکتورهای خورشیدی در نظر گرفت:

۱. تعیین فاصلهٔ بهینهٔ مابین دو پوشش شیشه‌ای، درجهت بروز کمترین اتلافات ناشی از وجود جریان جابه‌جایی طبیعی و نهایتاً کسب بیشترین راندمان حرارتی.

۲. بررسی فرآیند بازیابی در هواگرم‌کن‌ها و تعیین نرخ بهینهٔ جریان هوای گرم برگشتی از مقطع خروجی به ورودی کلکتور.

۳. تحلیل گازگرم‌کن‌های خورشیدی صفحه‌تخت دارای دو پوشش شیشه‌ای، با در نظر گرفتنِ گازهای تابشی مختلف در کانال اصلی (به‌جای هوا).

واژه‌نامه

هواگرم‌کن خورشیدی صفحه‌تخت دو شیشه‌ای	Double-glass Flat-plate Solar Air Heater
کانال اصلی جریان هوا	Main Air Channel
پوشش‌های شیشه‌ای	Glass Covers
فضای بین دو شیشه	Air Gap
صفحهٔ جاذب	Absorber Plate
لایهٔ عایق	Insulation Layer
شار حرارتی تابشی	Radiative Heat Flux
نرخ جریان هوا	Air Flow Rate
راندمان حرارتی	Thermal Efficiency
دمای بالک سیال	Fluid Bulk Temperature
پدیدهٔ همرفت بِنارد	Bénard Convection Phenomenon

فهرست علائم

نمادها

A	مساحت سطح هواگرم‌کن (m^2)
a	ارتفاع فاصلهٔ هوایی بین دو شیشه (m)
b	ارتفاع کانال عبور هوا (m)
C_p	گرمای ویژه (kJ/kg.K)
g	شتاب جاذبه (m/s^2 ۹/۸۱)
H	فاصلهٔ بین دو صفحه (m)
h	ضریب انتقال حرارت (جابه‌جایی/تابشی) ($W/m^2.K$)
k	ضریب هدایت حرارتی (W/m.K)
L	طول هواگرم‌کن (m)
$\dot{m}$	نرخ جریان جرمی (kg/s)
Nu	عدد ناسلت (ضریب انتقال حرارت بی‌بُعد)
n	بردار یکّهٔ عمود بر سطح
P	فشار (Pa)
q''	شار تابش گرمایی (W/m^2)
Ra	عدد رایلی
Re	عدد رینولدز
T	دما (K)
u	مؤلفهٔ x سرعت (m/s)
v	مؤلفهٔ y سرعت (m/s)
$V, \bar{V}$	سرعت (متوسط) (m/s)
w	عرض هواگرم‌کن (m)
(x, y)	مختصات افقی و عمودی (m)

نمادهای یونانی

α	ضریب نفوذ یا پخش حرارتی (m^2/s)
α_g	ضریب جذب شیشه
β	ضریب انبساط حرارتی (1/K)
δ	ضخامت (m)
ε	ضریب صدور
η	راندمان حرارتی
μ	لزجت دینامیکی (Pa.s)
ϑ	لزجت سینماتیکی (m^2/s)
ρ	چگالی (kg/m^3)
σ	ثابت استفان- بولتزمن ($W/m^2.K^4$ ۵/۶۷×۱۰$^{-۸}$)
τ	ضریب عبور

زیرنویس‌ها

a	صفحهٔ جاذب
amb	محیط اطراف
b	پایینی
c	سرد
conv	جابه‌جایی (هم‌رفت)
f	فیلم سیال
g	شیشه/ پوشش شیشه‌ای
h	گرم
in	ورودی
ins	لایهٔ عایق
out	خروجی
rad	تابشی
sun	خورشیدی
t	بالایی

مراجع

1. Waqas, A., and Kumar, S. "Phase Change Material (PCM)-based Solar Air Heating System for Residential Space Heating in Winter", *International Journal of Green Energy*, Vol. 10, No. 4, Pp. 402-426, (2013).

2. Al-damook, A., and Khalil, W.H. "Experimental Evaluation of an Unglazed Solar Air Collector for Building Space Heating in Iraq", *Renewable Energy*, Vol. 112, Pp. 498-509, (2017).
3. Gandjalikhan-nassab, S. A., and Moeinaddini, M., "Performance Augmentation of Solar Air Heater for Space Heating Using a Flexible Flapping Guide Winglet", *Iranian (Iranica) Journal of Energy & Environment*, Vol. 12, No. 2, Pp. 161-172, (2021).
4. Sharma, A., and Sharma, N., "Construction and Performance Analysis of an Indirect Solar Dryer Integrated with Solar Air Heater", *Procedia Engineering*, Vol. 38, Pp. 3260-3269, (2012).
5. Khama, R., Aissani, F., and Alkama, R., "Design and Performance Testing of an Industrial-Scale Indirect Solar Dryer", *Journal of Engineering Science and Technology*, Vol. 11, No. 9, Pp. 1263-1281, (2016).
6. Baniasadi, E., Ranjbar, S., and Boostani-pour, O., "Experimental Investigation of the Performance of a Mixed-Mode Solar Dryer with Thermal Energy Storage", *Renewable Energy*, Vol. 112, Pp. 143-150, (2017).
7. Rezaei, M., Sefid, M., Almutairi, K., Mostafaei-pour, A., Ao, H.X., Hosseini Dehshiri, S.J., Chowdhury, S., and Techato, K., "Investigating Performance of a New Design of Forced Convection Solar Dryer", *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, Vol. 50, P. 101863, (2022).
8. Mei, L., Infield, D., Eicker, U., Loveday, D., and Fux, V., "Cooling Potential of Ventilated PV Façade and Solar Air Heaters Combined with a Desiccant Cooling Machine", *Renewable Energy*, Vol. 31, No. 8, Pp. 1265-1278, (2006).
9. Hatami, Z., Saidi, M.H., Mohammadian, M., and Aghanajafi, C., "Optimization of Solar Collector Surface in Solar Desiccant Wheel Cycle", *Energy and Buildings*, Vol. 45, Pp. 197-201, (2012).
10. Fan, W., Kokogiannakis, G., and Ma, Z., "Integrative Modelling and Optimisation of a Desiccant Cooling System Coupled with a Photovoltaic Thermal-Solar Air Heater", *Solar Energy*, Vol. 193, Pp. 929-947, (2019).
11. Alta, D., Bilgili, E., Ertekin, C., and Yaldiz, O., "Experimental Investigation of Three Different Solar Air Heaters: Energy and Exergy Analyses", *Applied Energy*, Vol. 87, No. 10, Pp. 2953-2973, (2010).
12. Mzad, H., Otmani, A., Haouam, A., Łopata, S., and Ocłoń, P., "Tilt Optimization of a Double-Glazed Air Solar Collector Prototype", *XI International Conference on Computational Heat, Mass and Momentum Transfer*, In MATEC Web of Conferences, Vol. 240, No. 04006, (2018).
13. Chabane, F., Noureddine, M., and Brima, A., "Experimental Study of Thermal Efficiency of a Solar Air Heater with an Irregularity Element on Absorber Plate", *International Journal of Heat and Technology*, Vol. 36, No. 3, Pp. 855-860, (2018).
14. Zukowski, M., "Experimental Investigations of Thermal and Flow Characteristics of a Novel Microjet Air Solar Heater", *Applied Energy*, Vol. 142, Pp. 10-20, (2015).

15. Gao, W., Lin, W., and Lu, E., "Numerical Study on Natural Convection inside the Channel between the Flat-Plate Cover and Sine-Wave Absorber of a Cross-Corrugated Solar Air Heater", *Energy Conversion and Management*, Vol. 41, No. 2, Pp. 145-151, (2000).
16. Gao, W., Lin, W., Liu, T., and Xia, C., "Analytical and Experimental Studies on the Thermal Performance of Cross-Corrugated and Flat-Plate Solar Air Heaters", *Applied Energy*, Vol. 84, No. 4, Pp. 425-441, (2007).
17. Siddique, W., Raheem, A., Aqeel, M., Qayyum, S., Salamen, T., Waheed, K., and Qureshi, K., "Evaluation of Thermal Performance Factor for Solar Air Heaters with Artificially Roughened Channels", *Archive of Mechanical Engineering*, Vol. 68, No. 2, Pp. 195-225, (2021).
18. Kulkarni, K., Afzal, A., and Kim, K.Y., "Multi-Objective Optimization of Solar Air Heater with Obstacles on Absorber Plate", *Solar Energy*, Vol. 114, Pp. 364-377, (2015).
19. Hosseini, S.S., Ramiar, A., and Ranjbar, A. A., "Numerical Investigation of Natural Convection Solar Air Heater with Different Fins Shape", *Renewable Energy*, Vol. 117, Pp. 488-500, (2017).
20. Singh, S., and Negi, B. S., "Numerical Thermal Performance Investigation of Phase Change Material Integrated Wavy Finned Single Pass Solar Air Heater", *Journal of Energy Storage*, Vol. 32, (2020).
21. Madadi Avargani, V., Zendehboudi, S., Rahimi, A., and Soltani, S., "Comprehensive Energy, Exergy, Enviro-Exergy, and Thermo-Hydraulic Performance Assessment of a Flat Plate Solar Air Heater with Different Obstacles", *Applied Thermal Engineering*, Vol. 203, P. 117907, (2022).
22. Layek, A., Saini, J. S., and Solanki, S. C., "Second Law Optimization of a Solar Air Heater Having Chamfered Rib-Groove Roughness on Absorber Plate", *Renewable Energy*, Vol. 32, No. 12, Pp. 1967-1980, (2007).
23. Alam, T., Meena, C.S., Balam, N. B., Kumar, A., and Cozzolino, R., "Thermo-Hydraulic Performance Characteristics and Optimization of Protrusion Rib Roughness in Solar Air Heater", *Energies*, Vol. 14, No. 11, p. 3159, (2021).
24. Foruzan-nia, M., Gandjalikhan-Nassab, S.A., and Ansari, A.B., "Numerical Simulation of Flow and Thermal Behavior of Radiating Gas Flow in Plane Solar Heaters", *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*, Vol. 12, No. 3, Pp. 1-16, (2019).
25. Gandjalikhan-Nassab, S.A., and Sheikh-Nejad, Y., "Exploitation of Radiating Gas in Improving Solar Gas Heater Performance", *Energy Sources - Part A: Recovery, Utilization, and Environmental Effects*, Pp. 1-18, (2021).
26. Alkilani, M. M., Sopian, K., Mat, S. B., and Alghoul, M. A., "Output Air Temperature Prediction in a Solar Air Heater Integrated with Phase Change Material", *European Journal of Scientific Research*, Vol. 27, No. 3, Pp. 334-341, (2009).
27. Krishnananth, S. S., and Murugavel, K. K., "Experimental Study on Double-Pass Solar Air Heater with

Thermal Energy Storage", *Journal of King Saud University - Engineering Sciences*, Vol. 25, No. 2, Pp. 135-140, (2013).

28. Omojaro, A. P., and Aldabbagh, L. B. Y., "Experimental Performance of Single and Double Pass Solar Air Heater with Fins and Steel Wire Mesh as Absorber", *Applied Energy*, Vol. 87, No. 12, Pp. 3759-3765, (2010).
29. Stanley, S.G., and Murugavel, K.K., "Experimental Investigation of Thermal Performance of a Single and Double Pass Solar Air Heater with Arc-Like Structures as the Absorber Plate", *Journal of Computational and Theoretical Nanoscience*, Vol. 14, No. 7, Pp. 3410-3415, (2017).
30. Chen, W., and Liu, W., "Numerical Analysis of Heat Transfer in a Composite Wall Solar-Collector System with a Porous Absorber", *Applied Energy*, Vol. 78, No. 2, Pp. 137-149, (2004).
31. Gupta, B., Waiker, J. K., Manikpuri, G. P., and Bhalavi, B. S., "Experimental Analysis of Single and Double Pass Smooth Plate Solar Air Collector with and without Porous Media", *American Journal of Engineering Research*, Vol. 2, No. 12, Pp. 144-149, (2013).
32. Salih, M. M. M., Alomar, O. R., and Yassien, H. N. S., "Impacts of Adding Porous Media on Performance of Double-Pass Solar Air Heater under Natural and Forced Air Circulation Processes". *International Journal of Mechanical Sciences*, Vol. 210, P. 106738, (2021).
33. Collins, M. R., and Abulkhair, H., "An Evaluation of Heat Transfer and Effectiveness for Unglazed Transpired Solar Air Heaters", *Solar Energy*, Vol. 99, Pp. 231-245, (2014).
34. Mahboub, C., Moummi, N., Brima, A., and Moummi, A., "Experimental Study of New Solar Air Heater Design", *International Journal of Green Energy*, Vol. 13, No. 5, Pp. 521-529, (2016).
35. Bakri, B., Eleuch, O., Ketata, A., Driss, S., Driss, Z., and Benguesmia, H., "Study of the Turbulent Flow in a Newly Solar Air Heater Test Bench with Natural and Forced Convection Modes", *Energy*, Vol. 161, Pp. 1028-1041, (2018).
36. Dheyab, H.S., Al-Jethelah, M., Yassen, T., and Khalil, T., "Experimental Study of the Optimum Air Gap of a Rectangular Solar Air Heater", *Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences*, Vol. 59, No. 2, Pp. 318-329, (2019).
37. Sheikh-Nejad, Y., and Gandjalikhan-Nassab, S. A., "Enhancement of Solar Chimney Performance by Passive Vortex Generator", *Renewable Energy*, Vol. 169, Pp. 437-450, (2021).
38. COMSOL Multiphysics Commercial Software User's Guide, Version 5.5, (2019).
39. Pellew, A., and Southwell, R. V., "On Maintained Convective Motion in a Fluid Heated from Below", *Royal Society*, Vol. 176, No. 966, Pp. 312-343, (1940).
40. Bejan, A., "Convection Heat Transfer", *John Wiley & Sons*, New York, 4th Edition, (2013).

The Effects of Air Gap between Two Glass Covers on the Performance of Plane Solar Air Heaters

Omid Deymi[1]
Seyyed Abdolreza Gandjalikhan-nassab[2]

1. Introduction

Nowadays, environmental concerns about the use of fossil fuels, such as greenhouse gas emissions and global warming, are becoming more acute. On the other hand, the use of novel and renewable energy sources, especially solar energy, plays an important role in meeting the various needs based on power plant and non-power plant technologies. One of the non-power plant purposes of employing solar thermal energy is utilizing solar air heaters or hot air collectors, which have a wide range of applications due to their simple design and low cost. In addition to heating various spaces (residential buildings, animal shelters, etc.) and drying agricultural and industrial products, these devices can also use the hot exhaust air for solar dehumidification systems or recovery section of cooling systems.

In general, the main components of a solar air heater include a transparent cover (such as glass), absorber plate (such as thin aluminum sheet), thermal insulation material (such as glass wool), air channel or duct, and air blower or fan. These thermal systems, which convert solar thermal radiation into airflow enthalpy directly, are mainly capable of providing low to medium temperatures (less than 60 °C). However, this range of supply temperatures can be acceptable in many industrial and domestic applications.

Since the conductive and convective coefficients and the heat capacity of the "air" fluid have small values, the efficiency of solar air heaters is lower than that of solar collectors whose working fluid is "liquid". Therefore, with the aim of increasing the heat transfer coefficient (between the absorber plate and the airflow) and reducing the heat loss from these systems, various studies have been conducted over the years. In this regard, in order to increase the rate of heat transfer to the main flow and improve the thermal performance of solar air heaters, different solutions have been proposed by interested researchers, the most important of which are: corrugating the absorber plate, placing obstacles and fins with different geometric shapes in airflow path, creating a series of rib-grooves over the absorber plate, using radiative gases instead of air (such as a mixture of dry air and water vapor), utilizing tubes containing phase change materials (PCMs), designing double-pass channels for air flow, and using porous areas in flow path.

All of the above-mentioned approaches and ideas recognize the importance of achieving high thermal efficiency in flat-plate solar air heaters. However, the purpose of the current study is to comprehend how creating an air gap by utilizing two glass covers affects the thermal efficiency of this sort of heat exchanger. Although this is not a novel idea, its effect on the behavior of flat-plate solar air heaters has not been studied so far with the numerical solutions of governing equations by employing CFD methods along with the least simplifying hypotheses. The double-glass flat-plate solar air heater considered in this research was analyzed by simulating the model in COMSOL Multiphysics software, and finally, the obtained numerical results were compared with the results of analysis of air heater owned one glass cover (elimination of air gap).

2. Modeling and simulation

The analyzed model of the double-glass flat-plate solar air heater was schematically represented in Fig. 1, and the values of the geometrical, optical, and thermal parameters of this system were specified in Table 1. Two similar glass covers were employed in this air heater, allowing for laminar natural convection flow in the gap between two glasses. Moreover, a laminar forced convection flow exists in the space between the bottom (or inner) glass cover and the absorber plate, which is essentially the main air passage channel. The working fluid in both flows is air (as a non-radiative gas). The air entering the main channel has a uniform temperature of 293 K and an average velocity of 0.2 m/s. In the numerical simulation of the present problem, all the thermophysical properties of air in both natural and forced convection flows were considered as a function of fluid film temperature.

In this study, COMSOL Multiphysics commercial software (version 5.5) was employed to draw the 2D model's geometry and generate the mesh-grid, as well as to simulate the fluid and heat transfer flow. Due to the rectangular geometry of the computational domain including solid components and fluid parts, the orthogonal structured grid with the optimum number of elements equal to 320×170 was selected as the acceptable mesh-grid after performing the grid independence studies. In addition, the

[1] PhD Student, Department of Mechanical Engineering, School of Engineering, Shahid Bahonar University of Kerman, Iran.
[2] Corresponding Author: Professor, Department of Mechanical Engineering, School of Engineering, Shahid Bahonar University of Kerman, Iran. Email: Ganj110@uk.ac.ir.

experimental and numerical results of the previous studies in the literature were used to validate the findings of the present simulations, such that a good agreement was observed.

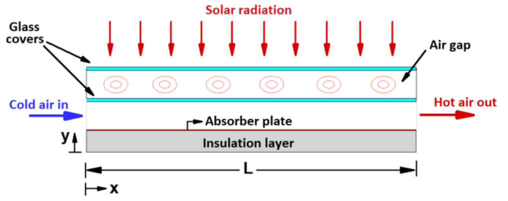


Figure 1. A schematic of the analyzed double-glass flat-plate solar air heater.

Table 1. Various parameters used in the current simulation.

Geometrical parameters	*Value*	*Optical and thermal parameters*	*Value*
Heater length	1 m	Glass emissivity	0.90
Heater width	1 m	Glass absorptivity	0.05
Height of air gap	4 cm	Glass transmissivity	0.90
Height of air channel	4 cm	Absorber emissivity	0.95
Insulation layer thickness	3.7 cm	Glass thermal conductivity	0.78 W/m.K
Glass thickness	5 mm	Absorber thermal conductivity	400 W/m.K
Absorber plate thickness	3 mm	Insulator thermal conductivity	0.037 W/m.K

3. Results and discussion

In this section, the most important descriptions regarding the numerical results of the current study are presented for two models of solar air heaters (with and without air gap). First, the air heater with two glass covers and the effect of natural convection flow due to the presence of an air gap is investigated, and then its comparison with the mode of no air gap is explained. In each case, five radiative heat fluxes of 400, 600, 800, 1000, and 1200 W/m^2 have been considered, and after extracting the curves and contours related to the distribution of velocity, temperature, and pressure in different components of air heaters, the performance of these two systems has been analyzed.

3.1. Investigating the performance of double-glass solar air heater. The velocity distributions and streamline patterns for natural and forced convection flows at various radiative heat fluxes indicate that the airflow passing along the main channel has transitioned from a uniform state to a fully-developed state. However, because of the relatively slight variations in fluid bulk temperature along the air channel (less than 40 °C), the difference in the velocity changes of the airflow inside the channel is not obvious. Furthermore, in the air gap between two glass covers, where natural convection flow is established and density gradient is the only driving force, a series of counter-rotating rolls, namely Bénard convection multicellular pattern, is observed. These rotating zones near the beginning and ending axial sections (x=0,L) are wider than the other cells and also become more intense as the radiative flux increases.

The pressure distribution in two convective flows based on different radiative heat fluxes depicts that the pressure variations are less than 1 Pa. The pressure changes of the airflow inside the main channel are not greatly affected by the heat flux. These changes are noticeable only for the natural air flow between the two glass covers, so that the high-pressure and low-pressure regions occur in the vicinity of the top and bottom glasses, respectively.

The temperature distributions for natural and forced convection flows and solid components of the double-glass solar air heater at different radiative heat fluxes demonstrate low and high-temperature regions. The first one occurs inside the air flowing through the main channel near the bottom glass, as well as at the lower part of the insulation layer, and the second one happens in the vicinity of the absorber plate (within the main air channel and above the insulation layer). It is worth noting that a portion of the thermal diffusion into the air flow is through the inner (or bottom) glass cover, but the main portion is due to the presence of the absorber plate. As the radiative heat flux increases, the temperature of the various points of the air heater increases, and the absorber surface, where the solar irradiation is absorbed, experiences the highest value of temperature.

The temperature distribution along the y-axis (from the lower part of the insulation layer to the outer surface of the upper glass) at four different axial sections indicates that the temperature variations of the air flowing within the main channel have an ascending trend along the flow direction. Moreover, an intense temperature gradient is observed across the thickness of the insulation layer, and therefore, the insulation layer is prone to maximum heat loss from this thermal system. Of course, the greatest temperature gradient occurs within the main flow adjacent to the absorber plate. Additionally, in the direction of the thickness of the absorber plate and glass covers, an approximately uniform temperature is found. In the space between two glass covers, due to the appearance of Bénard convection phenomenon, temperature variations are non-

uniform and temperature fluctuations are quite evident.

The pattern of solid components' temperature changes along the length of the air heater (x-axis) indicates that the temperature variations of the absorber plate have found a nonlinear and upward trend. The lower surface of the insulation layer, which is in contact with the environment, has the lowest temperature for most of the length of the air heater, and its variations are accompanied with a very slight positive slope. Moreover, the glass surfaces have fluctuating temperature changes because of their adjacency to Bénard convective flows, and have experienced lower temperatures at the beginning and ending axial sections.

3.2. Investigating the performance of single-glass solar air heater. Subsequently, to confirm the effect of utilizing two glass covers on the flat-plate solar air heaters, temperature variations of different parts of a single-glass air heater were extracted at varied quantities of radiative heat flux. Similar to the previous case, the high-temperature region has been formed adjacent to the absorber plate (inside the main channel and above the insulation layer), and there are low-temperature regions adjacent to the glass cover and the lower part of the insulation layer. The air near the absorber plate receives the greater thermal energy during forced convection mechanism, whereas air flow around the channel's centerline is recorded at a lower (but more uniform) temperature. This is the main reason for the low thermal efficiency of a single-glass solar air heater, which is actually caused by the low heat transfer coefficient between the air flow and the hot surface of the absorber plate.

Regarding the temperature changes related to the different parts of the solar air heater with one glass cover in the direction of the y axis at four different axial sections and five different radiative heat fluxes, a strong temperature gradient is seen across the thickness of the insulation layer and inside the main flow adjacent to the absorber plate. Moreover, the maximum temperature in each axial section occurs on the absorber surface. Furthermore, it is observed that an almost uniform temperature happens across the thickness of the absorber plate and glass cover along the y direction. The temperature changes of airflow passing through the heater channel have an upward trend along the flow direction. At distances away from the absorber plate, the air flow has a lower and more uniform temperature. As before, because of rising radiative heat flux, the temperature at different points of the air heater (especially the absorber surface), the temperature gradient across the thickness of the insulation layer, and consequently, the amount of heat loss, have been obviously increased.

3.3. Comparing the performance of two air heaters in single and double-glass modes.In order to further study the effect of the number of glass covers on the thermal performance of solar air heaters, changes in outlet bulk temperature have been specified at the inlet velocity of 0.2 m/s in terms of various values of solar heat flux. Moreover, changes in the thermal efficiency of these systems have been determined according to different values of mass flow rate of air passing the main channel at a heat flux of 1000 W/m^2.

It can be seen that the outlet bulk temperature increases linearly with increasing the heat flux of solar radiation in both cases of using one or two glass covers for the solar air heater. Tripling the radiative heat flux (from 400 to 1200 W/m^2) has increased the outlet air temperature by 30 °C and 34 °C (equivalent to 9.8% and 11.0%) for air heaters with one and two glass covers, respectively, at an inlet velocity of 0.2 m/s. In the case of using two glass covers and the presence of a natural convection flow in the air gap distance, the value of the outlet air temperature at a given heat flux is higher than when only one glass cover is used; so that, this temperature increase was about 2 to 6 °C (equivalent to 0.7 to 1.8 percent) in the range of 400 to 1200 W/m^2. It is also observed that, in the case of using two glass covers, the temperature changes of the outlet air increase with a greater slope at the high values of the radiative heat flux.

In both cases of one and two glass covers, increasing the mass flow rate of air improves the performance of the solar air heater with almost the same slope. At a radiative heat flux of 1000 W/m^2, changing the air flow rate from 2 to 14 g/s (corresponding to the inlet velocity of 0.04 to 0.3 m/s) increases the thermal efficiency by 18% and 20%, respectively, for an air heater with one and two glass covers. In the case of using two glass covers and the existence of an air gap, the efficiency of the air heater at a certain mass flow rate is higher than the case of using one glass cover; thus, in the flow rate range of 2 to 14 g/s, this improvement in thermal efficiency has obtained about 4 to 6 percent. It should be noted that with an increasing airflow rate, the growth rate of thermal efficiency for both models of air heaters eventually decreases.

4. Conclusion

A summary of the most important findings of the present study can be expressed as follows:

- The unexpected appearance of Bénard convection phenomenon in the space between

two glass covers, due to the presence of natural convection flow, can lead to a series of heat losses from the hot air flow inside the heater duct and reduce the favorable effect of thermal insulation of the air layer. As a result, the effective parameters in this system must be optimized in such a way that a balance is formed between the minimum heat loss (via air layer between two glasses) and the maximum thermal efficiency.

- By increasing solar radiative heat flux, the outlet air temperature for both models of air heaters (with and without air gap) increased linearly, but the double-glass air heater had higher values at a certain heat flux.
- By increasing air flow rate in both models of air heaters, the thermal efficiency had a non-linear upward trend. Furthermore, at a certain amount of air flow rate, the double-glass air heater has indicated a greater efficiency.